IEC 60193

Edition 3.0 2019-04

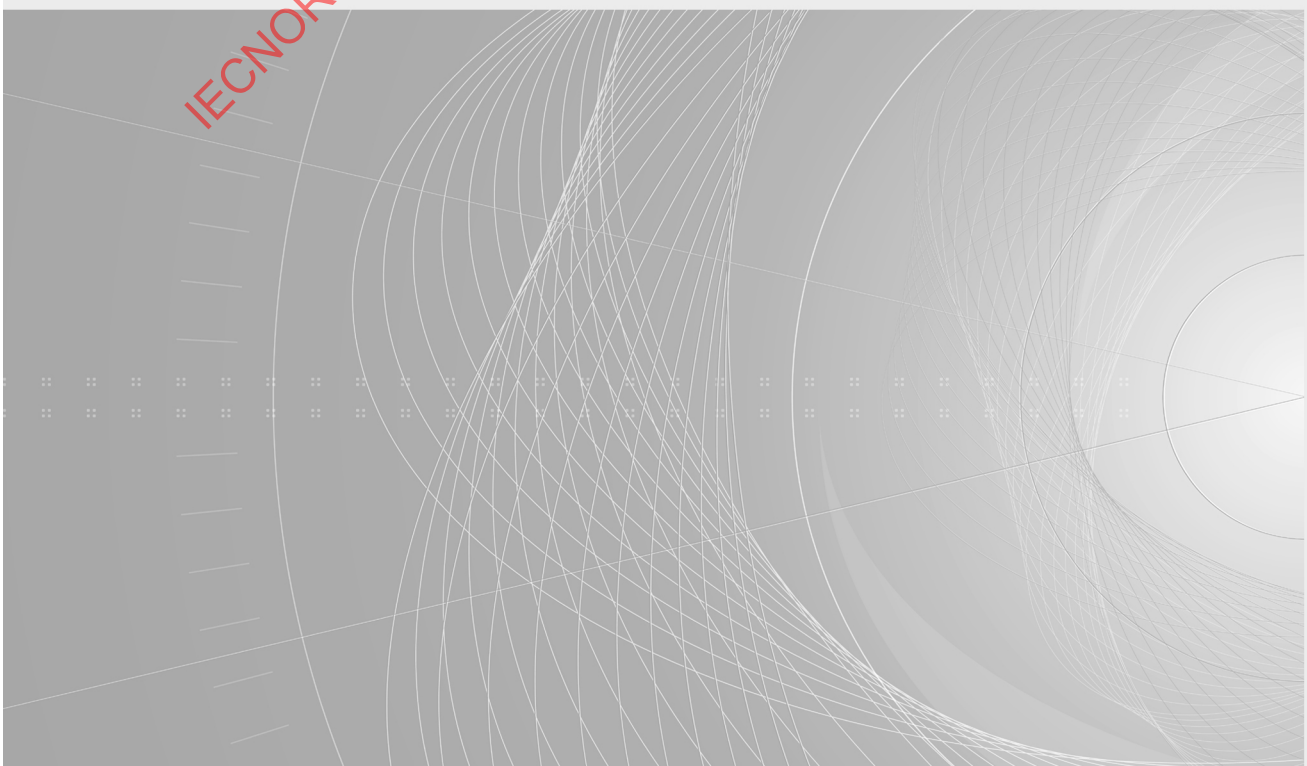
INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests

Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines – Essais de réception sur modèle

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



IEC 60193:2019-04(en-fr)

THIS PUBLICATION IS COPYRIGHT PROTECTED
Copyright © 2019 IEC, Geneva, Switzerland

All rights reserved. Unless otherwise specified, no part of this publication may be reproduced or utilized in any form or by any means, electronic or mechanical, including photocopying and microfilm, without permission in writing from either IEC or IEC's member National Committee in the country of the requester. If you have any questions about IEC copyright or have an enquiry about obtaining additional rights to this publication, please contact the address below or your local IEC member National Committee for further information.

Droits de reproduction réservés. Sauf indication contraire, aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photocopie et les microfilms, sans l'accord écrit de l'IEC ou du Comité national de l'IEC du pays du demandeur. Si vous avez des questions sur le copyright de l'IEC ou si vous désirez obtenir des droits supplémentaires sur cette publication, utilisez les coordonnées ci-après ou contactez le Comité national de l'IEC de votre pays de résidence.

IEC Central Office
3, rue de Varembé
CH-1211 Geneva 20
Switzerland

Tel.: +41 22 919 02 11
info@iec.ch
www.iec.ch

About the IEC
The International Electrotechnical Commission (IEC) is the leading global organization that prepares and publishes International Standards for all electrical, electronic and related technologies.

About IEC publications
The technical content of IEC publications is kept under constant review by the IEC. Please make sure that you have the latest edition, a corrigendum or an amendment might have been published.

IEC publications search - webstore.iec.ch/advsearchform
The advanced search enables to find IEC publications by a variety of criteria (reference number, text, technical committee,…). It also gives information on projects, replaced and withdrawn publications.

IEC Just Published - webstore.iec.ch/justpublished
Stay up to date on all new IEC publications. Just Published details all new publications released. Available online and once a month by email.

IEC Customer Service Centre - webstore.iec.ch/csc
If you wish to give us your feedback on this publication or need further assistance, please contact the Customer Service Centre: sales@iec.ch.

Electropedia - www.electropedia.org
The world's leading online dictionary on electrotechnology, containing more than 22 000 terminological entries in English and French, with equivalent terms in 16 additional languages. Also known as the International Electrotechnical Vocabulary (IEV) online.

IEC Glossary - std.iec.ch/glossary
67 000 electrotechnical terminology entries in English and French extracted from the Terms and Definitions clause of IEC publications issued since 2002. Some entries have been collected from earlier publications of IEC TC 37, 77, 86 and CISPR.

A propos de l'IEC
La Commission Electrotechnique Internationale (IEC) est la première organisation mondiale qui élabore et publie des Normes internationales pour tout ce qui a trait à l'électricité, à l'électronique et aux technologies apparentées.

A propos des publications IEC
Le contenu technique des publications IEC est constamment revu. Veuillez vous assurer que vous possédez l'édition la plus récente, un corrigendum ou amendement peut avoir été publié.

Recherche de publications IEC - webstore.iec.ch/advsearchform
La recherche avancée permet de trouver des publications IEC en utilisant différents critères (numéro de référence, texte, comité d'études,…). Elle donne aussi des informations sur les projets et les publications remplacées ou retirées.

IEC Just Published - webstore.iec.ch/justpublished
Restez informé sur les nouvelles publications IEC. Just Published détaille les nouvelles publications parues. Disponible en ligne et une fois par mois par email.

Service Clients - webstore.iec.ch/csc
Si vous désirez nous donner des commentaires sur cette publication ou si vous avez des questions contactez-nous: sales@iec.ch.

Electropedia - www.electropedia.org
Le premier dictionnaire d'électrotechnologie en ligne au monde, avec plus de 22 000 articles terminologiques en anglais et en français, ainsi que les termes équivalents dans 16 langues additionnelles. Egalement appelé Vocabulaire Electrotechnique International (IEV) en ligne.

Glossaire IEC - std.iec.ch/glossary
67 000 entrées terminologiques électrotechniques, en anglais et en français, extraites des articles Termes et Définitions des publications IEC parues depuis 2002. Plus certaines entrées antérieures extraites des publications des CE 37, 77, 86 et CISPR de l'IEC.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

IEC 60193

Edition 3.0 2019-04

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests

Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines – Essais de réception sur modèle

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

COMMISSION ELECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

ICS 27.140

ISBN 978-2-8322-6659-5

Warning! Make sure that you obtained this publication from an authorized distributor.
Attention! Veuillez vous assurer que vous avez obtenu cette publication via un distributeur agréé.

® Registered trademark of the International Electrotechnical Commission
Marque déposée de la Commission Electrotechnique Internationale

CONTENTS

FOREWORD 13
1 Scope 15
2 Normative references 17
3 Terms, definitions, symbols and units 18
3.1 General 18
3.2 General terminology 18
3.3 Units 20
3.4 Definition of terms, symbols and units 20
3.4.1 List of terms and definitions by topic 20
3.4.2 Subscripts and symbols 21
3.4.3 Geometric terms 23
3.4.4 Physical quantities and properties 25
3.4.5 Discharge, velocity and speed terms 26
3.4.6 Pressure terms 27
3.4.7 Specific energy terms 27
3.4.8 Height and head terms 30
3.4.9 Power and torque terms 32
3.4.10 Efficiency terms 34
3.4.11 General terms relating to fluctuating quantities 35
3.4.12 Fluid dynamics and scaling terms[a)] 37
3.4.13 Dimensionless terms 38
3.4.14 Terms relating to additional performance data 39
4 Nature and extent of guarantees related to hydraulic performance 40
4.1 General 40
4.1.1 Design data and coordination 40
4.1.2 Definition of the hydraulic performance guarantees 40
4.1.3 Guarantees of correlated quantities 41
4.1.4 Form of guarantees 41
4.2 Main hydraulic performance guarantees verifiable by model test 41
4.2.1 Guaranteed quantities for any machine 41
4.2.2 Specific application 42
4.3 Guarantees not verifiable by model test 43
4.3.1 Guarantees on cavitation erosion 43
4.3.2 Guarantees on maximum momentary overspeed and maximum momentary pressure rise 44
4.3.3 Guarantees covering noise and vibration 44
4.4 Additional performance data 44
5 Execution of tests 45
5.1 Requirements of test installation and model 45
5.1.1 Choice of laboratory 45
5.1.2 Test installation 45
5.1.3 Model requirements 46
5.2 Dimensional check of model and prototype 49
5.2.1 General 49
5.2.2 Explanation of terms used for model and prototype 49
5.2.3 Purpose of dimensional checks 49
5.2.4 General rules 50

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.2.5 Procedure 51
5.2.6 Application for different types of machines 52
5.2.7 Methods 52
5.2.8 Accuracy of measurements 61
5.2.9 Dimensions of model and prototype to be checked 62
5.2.10 Permissible maximum deviations in geometrical similarity between prototype and model for turbines, pumps and pump-turbines 66
5.2.11 Surface waviness and roughness 71
5.3 Hydraulic similitude 74
5.3.1 Theoretical basic requirements and similitude numbers 74
5.3.2 Conditions for hydraulic similitude as used in this document 74
5.3.3 Similitude requirements for various types of model tests 75
5.3.4 Reynolds similitude 76
5.3.5 Froude similitude 77
5.3.6 Other similitude conditions 80
5.4 Test conditions 81
5.4.1 Determination of test conditions 81
5.4.2 Minimum values for model size and test conditions to be fulfilled 82
5.4.3 Stability and fluctuations during measurements 83
5.4.4 Adjustment of the operating point 83
5.5 Test procedures 83
5.5.1 Organization of tests 83
5.5.2 Inspections and calibrations 86
5.5.3 Execution of tests 88
5.5.4 Faults and repetition of tests 93
5.5.5 Final test report 94
5.6 Introduction to the methods of measurement 95
5.6.1 General 95
5.6.2 Measurements related to the main hydraulic performance guarantees 95
5.6.3 Measurements related to additional data 97
5.6.4 Acquisition and processing of data 97
5.7 Physical properties 97
5.7.1 General 97
5.7.2 Acceleration due to gravity 97
5.7.3 Physical properties of water 98
5.7.4 Physical conditions of atmosphere 104
5.7.5 Density of mercury 104
6 Main hydraulic performances: methods of measurement and results 105
6.1 Data acquisition and data processing 105
6.1.1 Overview 105
6.1.2 General requirements 105
6.1.3 Data acquisition 105
6.1.4 Component requirements 107
6.1.5 Check of the data acquisition system 110
6.2 Discharge measurement 112
6.2.1 General 112
6.2.2 Choice of the method of measurement 112
6.2.3 Accuracy of measurement 113
6.2.4 Primary methods 114

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.2.5 Secondary methods 115
6.3 Pressure measurement 118
6.3.1 General 118
6.3.2 Choice of pressure-measuring section 119
6.3.3 Pressure taps and connecting lines 119
6.3.4 Apparatus for pressure measurement 121
6.3.5 Calibration of pressure measurement apparatus 128
6.3.6 Vacuum measurements 129
6.3.7 Uncertainty in pressure measurements 129
6.4 Free water level measurement (see also ISO 4373) 129
6.4.1 General 129
6.4.2 Choice of water level measuring sections 130
6.4.3 Number of measuring points in a measuring section 130
6.4.4 Measuring methods 130
6.4.5 Uncertainty in free water level measurement 131
6.5 Determination of *E* and *NPSE* 132
6.5.1 General 132
6.5.2 Determination of the specific hydraulic energy *E* 133
6.5.3 Simplified formulae for *E* 135
6.5.4 Determination of the net positive suction-specific energy *NPSE* 142
6.6 Shaft torque measurement 144
6.6.1 General 144
6.6.2 Methods of torque measurement 144
6.6.3 Methods of absorbing/generating power 145
6.6.4 Layout of arrangement 145
6.6.5 Checking of system 150
6.6.6 Calibration 150
6.6.7 Uncertainty in torque measurement (at a confidence level of 95 %) 151
6.7 Rotational speed measurement 152
6.7.1 General 152
6.7.2 Methods of speed measurement 152
6.7.3 Checking 152
6.7.4 Uncertainty of measurement 152
6.8 Computation and presentation of test results 153
6.8.1 General 153
6.8.2 Power, discharge and efficiency in the guarantee range 158
6.8.3 Computation of steady-state runaway speed and discharge 171
6.9 Error analysis 176
6.9.1 Definitions 176
6.9.2 Determination of uncertainties in model tests 178
6.10 Comparison with guarantees 182
6.10.1 General 182
6.10.2 Interpolation curve and total uncertainty bandwidth 183
6.10.3 Power, discharge and/or specific hydraulic energy and efficiency in the guarantee range 184
6.10.4 Runaway speed and discharge 188
6.10.5 Cavitation guarantees 189
7 Additional performance data – Methods of measurement and results 191
7.1 Introduction to additional data measurement 191

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.1.1 General 191
7.1.2 Test conditions and test procedures 192
7.1.3 Uncertainty in measurements 192
7.1.4 Model to prototype conversion 192
7.2 Fluctuating quantities 193
7.2.1 Data acquisition and processing for measurement of fluctuating quantities 193
7.2.2 Pressure fluctuations 197
7.2.3 Shaft torque fluctuations 213
7.3 Axial and radial thrust 214
7.3.1 General 214
7.3.2 Hydraulic axial thrust 215
7.3.3 Radial thrust 223
7.4 Hydraulic loads on control components 226
7.4.1 General 226
7.4.2 Guide vane torque 227
7.4.3 Runner blade torque 233
7.4.4 Pelton needle force and deflector torque 237
7.5 Testing in an extended operating range 241
7.5.1 General 241
7.5.2 Four quadrants 241
7.5.3 Operating modes (see Figure 116) 243
7.5.4 Scope of tests 244
7.5.5 Methods of testing in the extended operating range 246
7.6 Differential pressure measurement in view of prototype index test 248
7.6.1 General 248
7.6.2 Purpose of test 249
7.6.3 Execution of test 249
7.6.4 Analysis of test results 249
7.6.5 Transposition to prototype conditions 250
7.6.6 Uncertainty 250
Annex A (informative) Dimensionless terms 251
Annex B (normative) Physical properties, data 253
Annex C (informative) Summarized test and calculation procedure 261
C.1 General 261
C.2 Agreements to be reached prior to testing 261
C.3 Model, test facility and instrumentation 262
C.3.1 Model manufacture and dimensional checks 262
C.3.2 Test facility instrumentation and data acquisition system 262
C.4 Tests and calculation of the model values 262
C.4.1 Test types 262
C.4.2 Measurement of the main quantities during the test 263
C.4.3 Uncertainty of the measured quantities 263
C.4.4 Calculation of the quantities related to the main hydraulic performance 263
C.4.5 Calculation of the dimensionless factors or coefficients and of the Thoma number 263
C.4.6 Determination of δ_{ref} for the transposition of efficiency 264
C.4.7 Calculation of efficiency and power coefficients referred to Re_{M^*} 264

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

C.4.8 Correction of the model-measured values taking into account the influence of cavitation 264
C.5 Calculation of prototype quantities 264
C.6 Plotting of model or prototype results 264
C.7 Comparison with the guarantees 265
C.8 Final protocol 265
C.9 Final test report 265
Annex D (normative) The scale effect on hydraulic efficiency for reaction machines 266
D.1 Basic statements and assumptions 266
D.2 Efficiency transposition formulae 266
D.2.1 Derivation of the general formula for efficiency transposition 266
D.2.2 Amount of relative scalable losses in the range of guaranteed efficiencies 267
D.2.3 Determination of the effect of scaling on the efficiency of the model 269
D.2.4 Determination of the formula for the transposition of efficiency from model to prototype 271
Annex E (informative) Comparison of the hydraulic efficiency transposition methods of IEC 60193 and IEC 62097 for reaction machines 273
E.1 IEC 60193 transposition method 273
E.1.1 Applications 273
E.1.2 Limitations 273
E.2 IEC 62097 transposition method 274
E.2.1 Applications 274
E.2.2 Limitations 274
Annex F (normative) Computation of the prototype runaway characteristics taking into account friction and windage losses of the unit 275
Annex G (informative) Example of determination of the best smooth curve: method of separate segments 276
G.1 General 276
G.2 Principle of the method 276
G.3 Choice of the minimum width of the intervals 278
G.4 Determination of the intervals 278
Annex H (informative) Examples of analysis of sources of error and uncertainty evaluation 279
H.1 General 279
H.2 Example of analysis of sources of error and of uncertainty evaluation in the measurement of a physical quantity 279
H.2.1 General 279
H.2.2 Errors arising during calibration 280
H.2.3 Errors arising during the tests 281
H.3 Example of calculation of uncertainty due to systematic errors in the determination of the specific hydraulic energy, mechanical runner/impeller power and hydraulic efficiency 281
H.3.1 General 281
H.3.2 Discharge 282
H.3.3 Pressure 282
H.3.4 Specific hydraulic energy 282
H.3.5 Power 283
H.3.6 Hydraulic efficiency 283
H.4 Example of calculation of uncertainty due to systematic errors in the determination of the net positive suction specific energy 284

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

H.4.1 General 284
H.4.2 Discharge 284
H.4.3 Pressure 284
H.4.4 Net positive suction specific energy 284
Annex I (normative) The scale effect on hydraulic efficiency for Pelton turbines 286
I.1 General 286
I.2 Similarity considerations 286
I.3 Transposition formula 288
Annex J (normative) Analysis of random errors for a test at constant operating conditions 289
J.1 General 289
J.2 Standard deviation 289
J.3 Confidence levels 290
J.4 Student's *t* distribution 290
J.5 Maximum permissible value of uncertainty due to random errors 291
J.6 Example of calculation 292
Annex K (normative) Calculation of plant Thoma number σ_{pl} 293
K.1 Definition of σ_{pl}, *NPSE* and *NPSH* 293
K.2 Data needed to calculate σ_{plc} 294
Annex L (informative) Flux diagram of specific hydraulic energy, flow and power 296
Annex M (informative) Synchronous and asynchronous components of pressure signals 299
Annex N (informative) Natural frequency of the hydraulic system 301
Annex O (informative) Calculation of axial force components 302
O.1 General 302
O.2 Calculating the force acting on the runner crown (F_2) 302
O.2.1 General 302
O.2.2 Pressure specific energy losses due to seal clearance 302
O.2.3 Pressure specific energy losses through the centrifugal zones between the stationary and rotating parts 304
O.2.4 Pressure specific energy losses in a pressure relief/equilibrium pipe 305
O.2.5 Additional specific energy losses 306
O.3 Calculating the force acting on the runner band (F_3) 307
Bibliography 308

Figure 1– Schematic representation of a hydraulic machine 22
Figure 2 – Guide vane opening and angle 22
Figure 3 – Reference diameter and bucket width 24
Figure 4 – Determination of σ_0 and σ_1 for typical cavitation curves 29
Figure 5 – Reference level of machine 31
Figure 6 – Flux diagram for power and discharge 33
Figure 7 – Illustration of some definitions related to oscillating quantities 36
Figure 8 – Procedure for dimensional checks, comparison of results "steel to steel" and application of tolerances for model and prototype 51
Figure 9 – Example of spiral case and distributor dimensions to be checked 54
Figure 10 – Example of draft tube dimensions to be checked 54

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 11 – Example of the dimensions to be checked on a bulb unit 55
Figure 12 – Example of the dimensions to be checked on the runner/impeller of a radial flow machine 56
Figure 13 – Runner/impeller of radial flow machine: examples of locations for blade profile measuring sections for templates or measuring points for CMM 57
Figure 14 – Runner/impeller of radial flow machine: check of outlet width and blade profiles by means of templates as illustrated on a Francis runner 57
Figure 15 – Runner/impeller of radial flow machine: check of inlet and outlet widths between blades (example of a pump-turbine runner) 58
Figure 16 – Runner/impeller of axial flow machine: example of locations for blade profile measuring sections for templates or measuring points for CMM 58
Figure 17 – Runner/impeller of axial flow machine: definition of blade adjustment and of blade profile tolerances 58
Figure 18 – Pelton turbine: example of dimensions to be checked on the distributor and the housing of vertical and horizontal shaft machines 59
Figure 19 – Pelton turbine: example of dimensions to be checked on the buckets and nozzles 60
Figure 20 – Definition of waviness and surface roughness 72
Figure 21 – Low specific hydraulic energy turbine example of recommended maximum surface roughness values on the runner blades (pressure side and suction side) 73
Figure 22 – Relation between the setting level z_r of a Francis turbine and the cavitation reference level z_c 78
Figure 23 – Dependence of σ values on level z for model and prototype 78
Figure 24 – Acceleration due to gravity g ($m \cdot s^{-2}$) 98
Figure 25 – Density of distilled water ρ_{wd} ($kg \cdot m^{-3}$) 101
Figure 26 – Time multiplexing data acquisition system 106
Figure 27 – Bus operated data acquisition system 107
Figure 28 – Time delay 108
Figure 29 – Typical low-pass filter attenuation characteristics 109
Figure 30 – Different measurement chains and their recommended checkpoints 111
Figure 31 – Examples of pressure taps 120
Figure 32 – Types of pressure manifolds: a) with separate connecting lines to manifold and b) with ring manifold 121
Figure 33 – Examples of experimental setup of liquid column manometers 123
Figure 34 – Dead weight manometer with compensation by pressure or force transducer (example of experimental set-up) 126
Figure 35 – Pressure weighbeam (example of experimental set-up) 127
Figure 36 – Stilling well 130
Figure 37 – Point and hook gauges 131
Figure 38 – Example showing main elevations, heights and reference levels of the test rig and model machine 134
Figure 39 – Determination of specific hydraulic energy through differential pressure measuring instrument 137
Figure 40 – Determination of specific hydraulic energy of the machine through separate measurement of gauge pressures 138
Figure 41 – Determination of specific hydraulic energy of the machine through separate measurement of pressures by water column manometers 139

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 42 – Pelton turbines with vertical axis: determination of specific hydraulic energy of the machine 140
Figure 43 – Pelton turbines with horizontal axis: determination of specific hydraulic energy of the machine 141
Figure 44 – Low-head machines: determination of specific hydraulic energy of the machine using free water levels 142
Figure 45 – Determination of net positive suction energy *NPSE* and net positive suction head *NPSH* 143
Figure 46 – Balance arrangement 146
Figure 47 – Balance arrangement with gear 147
Figure 48 – Balance arrangement with two separate frames 147
Figure 49 – Arrangement with machine bearings and seals not in balance 147
Figure 50 – Arrangement with lower bearing and seal not in balance 148
Figure 51 – Arrangement with intermediate bearing and seal not in balance 148
Figure 52 – Arrangement using a torquemeter 148
Figure 53 – Arrangement using a torquemeter with machine bearings and seals in balance 149
Figure 54 – Arrangement using a torquemeter with machine bearings and seals not in balance 149
Figure 55 – Choosing the appropriate transposition method 153
Figure 56 – Single-regulated (Francis) model turbine: performance hill diagram (discharge factor versus speed factor) 155
Figure 57 – Single-regulated (Francis) model turbine: performance hill diagram (energy coefficient versus discharge coefficient) 155
Figure 58 – Double-regulated (Kaplan) model turbine: performance hill diagram 156
Figure 59 – Single-regulated (radial) model pump: performance diagram 156
Figure 60 – Double-regulated model pump: performance diagram 157
Figure 61 – Pelton model turbine: performance hill diagram (example for a six-nozzle machine) 157
Figure 62 – Single-regulated (radial) model pump-turbine: general four-quadrant diagram 158
Figure 63 – Reaction machines: procedure for calculating test results in view of comparison with guarantees 159
Figure 64 – Single-regulated turbine: three-dimensional surface of hydraulic efficiency and curves of performance at E_{nD} constant 161
Figure 65 – Single-regulated pump: performance curves 162
Figure 66 – Double-regulated turbine: performance curves at E_{nD} constant 163
Figure 67 – Double-regulated pump: performance curves at E_{nD} constant 164
Figure 68 – Non-regulated turbine: performance curves 165
Figure 69 – Non-regulated pump: performance curves 166
Figure 70 – Efficiency curve correction in order to take into account cavitation influence (e.g. tubular machines at overload operation) 167
Figure 71 – Francis model turbine: cavitation curves 167
Figure 72 – Model pump: cavitation curves 167
Figure 73 – Francis model turbine cavitation curves: examples of limits for application of transposition formula 169
Figure 74 – Runaway curves for a single-regulated turbine (Francis) 172

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 75 – Runaway curves for a single-regulated turbine (six-nozzle Pelton) 172
Figure 76 – Runaway speed determined by extrapolation: example for a single-regulated turbine (Francis) 172
Figure 77 – Influence of Thoma number on runaway speed and discharge of a single-regulated turbine (Francis) 173
Figure 78 – Influence of the Thoma number on runaway speed and discharge of a double-regulated turbine (Kaplan) 174
Figure 79 – Influence of the Thoma number on the off-cam runaway curves of a double-regulated turbine (Kaplan) 174
Figure 80 – Example of calibration curve 178
Figure 81 – Single-regulated machine 184
Figure 82 – Double-regulated machine 184
Figure 83 – Single-regulated turbine: comparison between guarantees and measurements 185
Figure 84 – Non-regulated turbine: comparison between guarantees and measurements 186
Figure 85 – Non-regulated pump: comparison between guarantees and measurements 187
Figure 86 – Francis turbine runaway speed and discharge curves: comparison between guarantees and measurements 189
Figure 87 – Model turbine cavitation curve and comparison with the guarantee on the influence of the cavitation on the efficiency 190
Figure 88 – Typical data acquisition system 194
Figure 89 – Frequency response of analogue anti-aliasing filter 195
Figure 90 – Suggested locations of transducers 200
Figure 91 – Pump diagram with exploration paths 202
Figure 92 – Turbine hill-chart with exploration paths 203
Figure 93 – Normal pump mode operation of an n_{QE} = 0,102 pump-turbine model 205
Figure 94 – Zero discharge operation (10 % guide vane opening) of an n_{QE} = 0,102 pump-turbine model 205
Figure 95 – Part load operation of an n_{QE} = 0,321 Francis turbine model: Q_{nD}/Q_{nDopt} = 0,719 206
Figure 96 – Higher part load operation of an n_{QE} = 0,226 Francis turbine model: Q_{nD}/Q_{nDopt} = 0,764 207
Figure 97 – Full load operation of an n_{QE} = 0,173 Francis turbine model: Q_{nD}/Q_{nDopt} = 1,218 208
Figure 98 – Example of waterfall diagram of pressure fluctuations in the draft tube of a Francis turbine, transducer p_1 209
Figure 99 – Example of summarized diagram of pressure fluctuations in the draft tube of a Francis turbine, transducer p_2 210
Figure 100 – Interaction of the external system with sources of pressure fluctuations from the hydraulic machine 211
Figure 101 – Definition of coordinate system 214
Figure 102 – Individual elements of axial force acting on a radial machine 216
Figure 103 – Typical testing arrangement for axial thrust measurement 218
Figure 104 – Typical calibration arrangement for axial thrust measurement 219

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 105 – Axial force factor versus discharge factor at different constant specific hydraulic energies in pump mode 221
Figure 106 – Axial force factor versus speed factor measured at different guide vane openings in the four quadrants of a pump-turbine 221
Figure 107 – Typical arrangements for radial thrust measurement (horizontal or vertical shaft) 224
Figure 108 – Design examples for torque measuring guide vanes 228
Figure 109 – Guide vane torque factor versus guide vane angle measured at different constant specific hydraulic energies in turbine mode 230
Figure 110 – Guide vane torque factor versus guide vane angle measured at different constant specific hydraulic energies in pump mode 231
Figure 111 – Guide vane torque factor versus speed factor measured at different constant guide vane angles in the four quadrants of a pump-turbine 231
Figure 112 – Example for runner blade torque measuring arrangement using telemetry 234
Figure 113 – Performance and hydraulic runner blade torque characteristics of an axial turbine measured at one constant runner blade angle β and various constant guide vane angles α 236
Figure 114 – Pelton needle force factor as a function of relative needle stroke 240
Figure 115 – Example of four quadrants operation of a radial-type pump-turbine 242
Figure 116 – Chart illustrating the various operating modes 244
Figure 117 – S-shape characteristics in turbine brake mode 247
Figure 118 – Characteristic of a pump with positive slope range in a limited discharge range 247
Figure 119 – Example of graphical representation of index test data 250
Figure D.1 – Efficiency change in hydraulically similar operating conditions A and B having different *Re* values 267
Figure D.2 – Variation of relative scalable losses 268
Figure D.3 – Transposition curve for model efficiency using best efficiency point 270
Figure D.4 – Efficiency increase from constant Re_{M*} to constant Re_P 271
Figure D.5 – Efficiency increase from different Re_M to constant Re_P 272
Figure F.1 – Single-regulated turbine: determination of the maximum runaway speed of the prototype taking into account the friction and windage losses of the unit 275
Figure G.1 – Principle of the method of separate segments 277
Figure G.2 – Example of determination of intervals 277
Figure I.1 – Influence of Froude number 287
Figure I.2 – Influence of Weber number 288
Figure I.3 – Influence of Reynolds number 288
Figure K.1 – Definition for determination of net positive suction energy, *NPSE*, and net positive suction head, *NPSH*, of a prototype machine ($E_{LS} \neq 0$) 293
Figure L.1 – Turbine 296
Figure L.2 – Pump 297
Figure M.1 – a) Representation of asynchronous pressure pulsation and location of pressure transducers, and b) synchronous and c) asynchronous parts of the pressure signal 300
Figure O.1 – Crown seal clearance 304
Figure O.2 – Crown radius 305
Figure O.3 – Pressure relief pipe 306

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure O.4 – Runner band seal 307

Table 1 – Permissible maximum deviations 68
Table 2 – Maximum recommended prototype surface roughness *Ra* 73
Table 3 – Similitude numbers 74
Table 4 – Similitude requirements for various types of model tests 76
Table 5 – Minimum values for model size and test parameters 82
Table 6 – Coefficients of the Herbst and Roegener formula 100
Table 7 – Minimum test specific hydraulic energy 102
Table 8 – Nomenclature for Figure 46 to Figure 54 146
Table 9 – Variables defining the operating point of a machine 154
Table 10 – Summary of errors that determine total measurement uncertainty 179
Table 11 – Definition of individual force elements of axial thrust 217
Table 12 – Non-hydraulic forces influencing radial thrust measurement 225
Table 13 – Definition of quadrants and operating modes 242
Table B.1 – Acceleration due to gravity g ($m \cdot s^{-2}$) 253
Table B.2 – Density of distilled water ρ_{wd} ($kg \cdot m^{-3}$) *(1 of 2)* 254
Table B.3 – Kinematic viscosity of distilled water ν ($m^2 \cdot s^{-1}$) 256
Table B.4 – Vapour pressure of distilled water p_{va} (Pa) 257
Table B.5 – Density of dry air ρ_a ($kg \cdot m^{-3}$) 258
Table B.6 – Ambient pressure p_{amb} (Pa) 259
Table B.7 – Density of mercury ρ_{Hg} ($kg \cdot m^{-3}$) 260
Table D.1 – V_{ref} values 269
Table I.1 – Numerical data for surface tension σ^* 287
Table J.1 – Confidence levels 290
Table J.2 – Values of Student's t 291
Table J.3 – Computation of the estimated standard deviation and the uncertainty for eight observations 292
Table K.1 – Summary of calculated σ_{plc} values and other relevant data 295

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

_____

HYDRAULIC TURBINES, STORAGE PUMPS AND PUMP-TURBINES – MODEL ACCEPTANCE TESTS

FOREWORD

1) The International Electrotechnical Commission (IEC) is a worldwide organization for standardization comprising all national electrotechnical committees (IEC National Committees). The object of IEC is to promote international co-operation on all questions concerning standardization in the electrical and electronic fields. To this end and in addition to other activities, IEC publishes International Standards, Technical Specifications, Technical Reports, Publicly Available Specifications (PAS) and Guides (hereafter referred to as "IEC Publication(s)"). Their preparation is entrusted to technical committees; any IEC National Committee interested in the subject dealt with may participate in this preparatory work. International, governmental and non-governmental organizations liaising with the IEC also participate in this preparation. IEC collaborates closely with the International Organization for Standardization (ISO) in accordance with conditions determined by agreement between the two organizations.
2) The formal decisions or agreements of IEC on technical matters express, as nearly as possible, an international consensus of opinion on the relevant subjects since each technical committee has representation from all interested IEC National Committees.
3) IEC Publications have the form of recommendations for international use and are accepted by IEC National Committees in that sense. While all reasonable efforts are made to ensure that the technical content of IEC Publications is accurate, IEC cannot be held responsible for the way in which they are used or for any misinterpretation by any end user.
4) In order to promote international uniformity, IEC National Committees undertake to apply IEC Publications transparently to the maximum extent possible in their national and regional publications. Any divergence between any IEC Publication and the corresponding national or regional publication shall be clearly indicated in the latter.
5) IEC itself does not provide any attestation of conformity. Independent certification bodies provide conformity assessment services and, in some areas, access to IEC marks of conformity. IEC is not responsible for any services carried out by independent certification bodies.
6) All users should ensure that they have the latest edition of this publication.
7) No liability shall attach to IEC or its directors, employees, servants or agents including individual experts and members of its technical committees and IEC National Committees for any personal injury, property damage or other damage of any nature whatsoever, whether direct or indirect, or for costs (including legal fees) and expenses arising out of the publication, use of, or reliance upon, this IEC Publication or any other IEC Publications.
8) Attention is drawn to the Normative references cited in this publication. Use of the referenced publications is indispensable for the correct application of this publication.
9) Attention is drawn to the possibility that some of the elements of this IEC Publication may be the subject of patent rights. IEC shall not be held responsible for identifying any or all such patent rights.

International Standard IEC 60193 has been prepared by IEC technical committee 4: Hydraulic turbines.

This third edition cancels and replaces the second edition published in 1999. This edition constitutes a technical revision.

This edition includes the following significant technical changes with respect to the previous edition:

a) update to methods/measuring tools currently used for checking dimensions on both model and prototype;
b) update to requirements of accuracy in the dimensional check procedure as a result of new technology;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

c) merging of tables/sections with redundant information in dimension check in 5.2;
d) update to methods of measuring discharge;
e) update to pressure fluctuation methods and terminology;
f) specification of measuring times for accurate pressure fluctuation analyses in the model;
g) redefine definition for the transposition of pressure fluctuations to prototype;
h) update to surface waviness requirements in prototype;
i) redefining methods/references in clause on cavitation nuclei content (5.7.3.2.2);
j) update to 7.3 and review of methods on radial thrust measurements;
k) update to 7.4 (Hydraulic loads on control components);
l) update and develop methodology in 7.5 for testing in the extended operating range;
m) update to 7.6 concerning index testing;
n) update to methods for measuring roughness;
o) updates to references;
p) updates to figures;
q) revision of sigma definition;
r) reference to new method of transposition in accordance with IEC 62097.

The text of this International Standard is based on the following documents:

FDIS	Report on voting
4/371/FDIS	4/373/RVD

Full information on the voting for the approval of this International Standard can be found in the report on voting indicated in the above table.

This document has been drafted in accordance with the ISO/IEC Directives, Part 2.

The committee has decided that the contents of this document will remain unchanged until the stability date indicated on the IEC website under "http://webstore.iec.ch" in the data related to the specific document. At this date, the document will be

- reconfirmed,
- withdrawn,
- replaced by a revised edition, or
- amended.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

HYDRAULIC TURBINES, STORAGE PUMPS AND PUMP-TURBINES – MODEL ACCEPTANCE TESTS

1 Scope

This document applies to laboratory models of any type of impulse or reaction hydraulic turbine, storage pump or pump-turbine.

This document applies to models of prototype machines either with unit power greater than 5 MW or with reference diameter greater than 3 m. Full application of the procedures herein prescribed is not generally justified for machines with smaller power and size. Nevertheless, this document may be used for such machines by agreement between the purchaser and the supplier.

In this document, the term "turbine" includes a pump-turbine operating as a turbine and the term "pump" includes a pump-turbine operating as a pump.

This document excludes all matters of purely commercial interest, except those inextricably bound up with the conduct of the tests.

This document is concerned with neither the structural details of the machines nor the mechanical properties of their components, so long as these do not affect model performance or the relationship between model and prototype performances.

This document covers the arrangements for model acceptance tests to be performed on hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines to determine if the main hydraulic performance contract guarantees (see 4.2) have been satisfied.

It contains the rules governing test conduct and prescribes measures to be taken if any phase of the tests is disputed.

The main objectives of this document are:

– to define the terms and quantities used;
– to specify methods of testing and of measuring the quantities involved, in order to ascertain the hydraulic performance of the model;
– to specify the methods of computation of results and of comparison with guarantees;
– to determine if the contract guarantees that fall within the scope of this document have been fulfilled;
– to define the extent, content and structure of the final report.

The guarantees can be given in one of the following ways:

– guarantees for prototype hydraulic performance, computed from model test results considering scale effects;
– guarantees for model hydraulic performance.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Moreover, additional performance data (see 4.4) can be needed for the design or the operation of the prototype of the hydraulic machine. Contrary to the requirements of Clauses 4 to 6 related to main hydraulic performance, the information of these additional data given in Clause 7 is considered only as recommendation or guidance to the user (see 7.1).

It is particularly recommended that model acceptance tests be performed if the expected field conditions for acceptance tests (see IEC 60041:1991) would not allow the verification of guarantees given for the prototype machine.

A transposition method taking into account the model and prototype wall surface roughness for the performance conversion on pump-turbines, Francis turbines, and axial machines is described in IEC 62097. This method requires model and prototype surface roughness data and is takes into account the shift in n_{ED}, Q_{ED} and P_{ED} factors for determining the transposition of efficiency between model and prototype. However, in the case of Francis machines with semi-spiral casing and axial machines, the transposition method has not been fully validated due to a lack of data. In addition, IEC 62097 does not apply to storage pumps, Pelton turbines, and Dériaz. Therefore, for these and otherwise specifically agreed upon cases where hydraulically smooth flow conditions are assumed on the model and the prototype, the transposition formula and procedure given in Annex D and Annex I can be applied. Applications and limitations of both this document and IEC 62097 transposition methods are discussed in Annex E.

The method for performance conversion from model to prototype needs to be clearly defined in the main hydraulic performance contract.

This document may also be applied to model tests for other purposes, i.e. comparative tests and research and development work.

If model acceptance tests have been performed, field tests can be limited to index tests (see IEC 60041:1991).

If a contradiction is found between this document and any other document, this document prevails.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

2 Normative references

The following documents are referred to in the text in such a way that some or all of their content constitutes requirements of this document. For dated references, only the edition cited applies. For undated references, the latest edition of the referenced document (including any amendments) applies.

IEC 62097:2009, *Hydraulic machines, radial and axial – Performance conversion method from model to prototype*

ISO 2186:2007, *Fluid flow in closed conduits – Connections for pressure signal transmissions between primary and secondary elements*

ISO 2533:1975, *Standard atmosphere*

ISO 4185:1980, *Measurement of liquid flow in closed conduits – Weighing method*

ISO 4287:1997, *Geometrical Product Specifications (GPS) – Surface texture: Profile method – terms, definitions and surface texture parameters*

ISO 8316:1987, *Measurement of liquid flow in closed conduits – Method by collection of the liquid in a volumetric tank*

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3 Terms, definitions, symbols and units

3.1 General

For the purposes of this document, the following common terms, definitions, symbols and units apply. Specialized terms are explained where they appear.

Clarification of any term, definition or unit of measure in question shall be agreed to in writing by the contracting parties in advance of the test.

For the purposes of this document, the following terms and definitions apply.

ISO and IEC maintain terminological databases for use in standardization at the following addresses:

- IEC Electropedia: available at http://www.electropedia.org/
- ISO Online browsing platform: available at http://www.iso.org/obp

3.2 General terminology

3.2.1
point
value established by one or more consecutive sets of readings and/or recordings at unchanged operating condition and settings, sufficient to calculate the performance of the machine at this operating condition and these settings

3.2.2
test
collection of points and results adequate to establish the performance of the machine over a specified range of operating conditions

3.2.3
hydraulic performance
all performance parameters attributable to the machine owing to hydrodynamic effects

3.2.4
main hydraulic performance data
subset of the hydraulic performance parameters, i.e. power, discharge and/or specific hydraulic energy, efficiency, steady-state runaway speed and/or discharge

Note 1 to entry: The influence of cavitation shall be considered.

3.2.5
additional data
subset of hydraulic performance data which can be determined for information on the model (see 4.4)

Note 1 to entry: However, the prediction of the corresponding prototype data is less accurate than that achievable for the main hydraulic performance data, owing to application of approximate similarity rules.

3.2.6
guarantee
specified performance data contractually agreed to

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.2.7
measurand
quantity subjected to measurement

3.2.8
transducer
measuring device, which provides an output quantity with a given relationship to the input quantity

3.2.9
transducer with digitized output
measuring device with built-in electronics to give a digitized output (e.g. serial port RS 232)

3.2.10
multiplexer (MUX)
device for switching two or more signals in order to share the same analogue-to-digital converter, frequency counter or cabling facilities

3.2.11
analogue-to-digital converter (A/D converter)
device that translates continuous analogue signals into discrete digital signals

3.2.12
counter
device that measures frequency, time period or number of pulses

3.2.13
voltage-to-frequency converter (V/F converter)
device that translates with a given relationship voltage levels into frequency

3.2.14
aliasing
when sampling analogue signals with a sampling rate less than twice that of the frequency of the highest frequency signal or noise component ("Nyquist rate"), the sampling process will produce spurious low frequency signals (aliases) that cannot be distinguished from the original signal

3.2.15
computer interface
communication port that enables the computer to control and communicate with other compatible devices

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.3 Units

The International System of Units (SI, see ISO 80000-4) has been used throughout this document.

All terms are given in SI base units or derived coherent units[1]. The basic equations are valid using these units. This has to be taken into account if other than coherent SI units are used for certain data (e.g. kilowatt instead of watt for power, kilopascal or bar instead of pascal for pressure, min^{-1} instead of s^{-1} for rotational speed, etc.). Temperatures may be given in degrees Celsius since absolute temperatures (in kelvins) are rarely required.

Any other system of units may be used, but only if agreed in writing by the contracting parties.

3.4 Definition of terms, symbols and units

3.4.1 List of terms and definitions by topic

Subclause	Title
3.4.2	Subscripts and symbols
3.4.3	Geometric terms
3.4.4	Physical quantities and properties
3.4.5	Discharge, velocity and speed terms
3.4.6	Pressure terms
3.4.7	Specific energy terms
3.4.8	Height and head terms
3.4.9	Power and torque terms
3.4.10	Efficiency terms
3.4.11	General terms relating to fluctuating quantities
3.4.12	Fluid dynamic and scaling terms
3.4.13	Dimensionless terms
3.4.14	Terms relating to additional performance data

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

1 $N = kg \cdot m \cdot s^{-2}$ $Pa = kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-2}$ $J = kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}$ $W = kg \cdot m^2 \cdot s^{-3}$

3.4.2 Subscripts and symbols

Subclause	Term	Definition	Subscript or symbol
3.4.2.1	High-pressure[a] reference section	The high-pressure section of the machine to which the performance guarantees refer (see Figure 1)	1
3.4.2.2	Low-pressure[a] reference section	The low-pressure section of the machine to which the performance guarantees refer (see Figure 1)	2
3.4.2.3	High-pressure measuring sections	High-pressure sections of the machine used for measurement Note 1 to entry: Whenever possible, these sections should coincide with section 1; otherwise the measured values shall be adjusted to section 1 (see 6.5.2.1.3)	1', 1''.
3.4.2.4	Low-pressure measuring sections	Low-pressure sections of the machine used for measurement Note 1 to entry: Whenever possible, these sections should coincide with section 2; otherwise, the measured values shall be adjusted to section 2 (see 6.5.2.1.3)	2', 2''.
3.4.2.5	Specified	Subscript denoting values of quantities such as rotational speed, discharge etc. for which other quantities are guaranteed	sp
3.4.2.6	Maximum/minimum	Subscript denoting maximum or minimum values of any term	max min
3.4.2.7	Limits	Contractually defined values: – not to be exceeded – to be reached	 //// ___ ☐ or ////
3.4.2.8	Prototype	Subscript denoting values related to the full-size machine	P
3.4.2.9	Model	Subscript denoting values related to the model	M
3.4.2.10	Model at constant Reynolds number	Subscript denoting values related to a model and referred to a constant value of Reynolds number	M*
3.4.2.11	Reference	Subscript denoting values related to a specified reference condition	ref
3.4.2.12	Optimum	Subscript denoting the best efficiency point	opt
3.4.2.13	Ambient	Subscript referring to surrounding atmospheric conditions	amb
3.4.2.14	Plant	Subscript denoting *v*alues related to the operating conditions of the prototype in the plant	pl
3.4.2.15	Runaway	Subscript referring to runaway conditions	R
3.4.2.16	Runner blade	Subscript referring to the runner blade of a machine.	B
3.4.2.17	Pelton deflector	Subscript referring to the Pelton deflector of a machine.	D
3.4.2.18	Guide vane	Subscript referring to the guide vane of a machine.	G
3.4.2.19	Pelton needle	Subscript referring to the Pelton needle of a machine	N
3.4.2.20	Axial	Subscript referring to a component of force or torque	a
3.4.2.21	Radial	Subscript referring to a component of force or torque	r
3.4.2.22	Cartesian coordinates	Subscript referring to machine coordinates	x, y, z
3.4.2.23	Theoretical value	Subscript referring to theoretical value	th
3.4.2.24	Hydraulic	Subscript referring to hydraulic value	h

[a] The terms "high-pressure" and "low-pressure" define the two sides of the machine irrespective of the flow direction and therefore are independent of the mode of operation of the machine.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

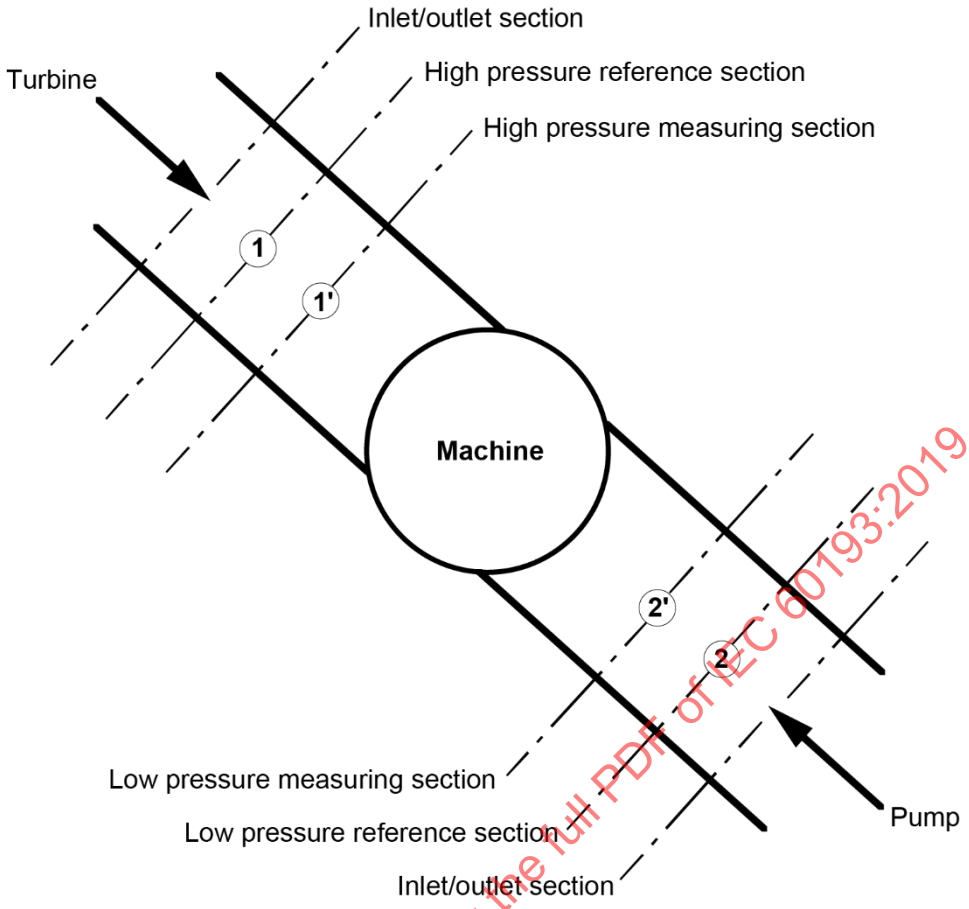
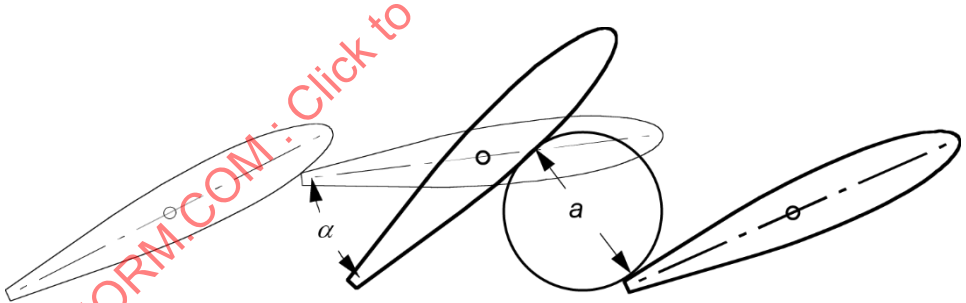


Figure 1– Schematic representation of a hydraulic machine



Closed position: $\alpha = 0°$ or $a = 0$ mm

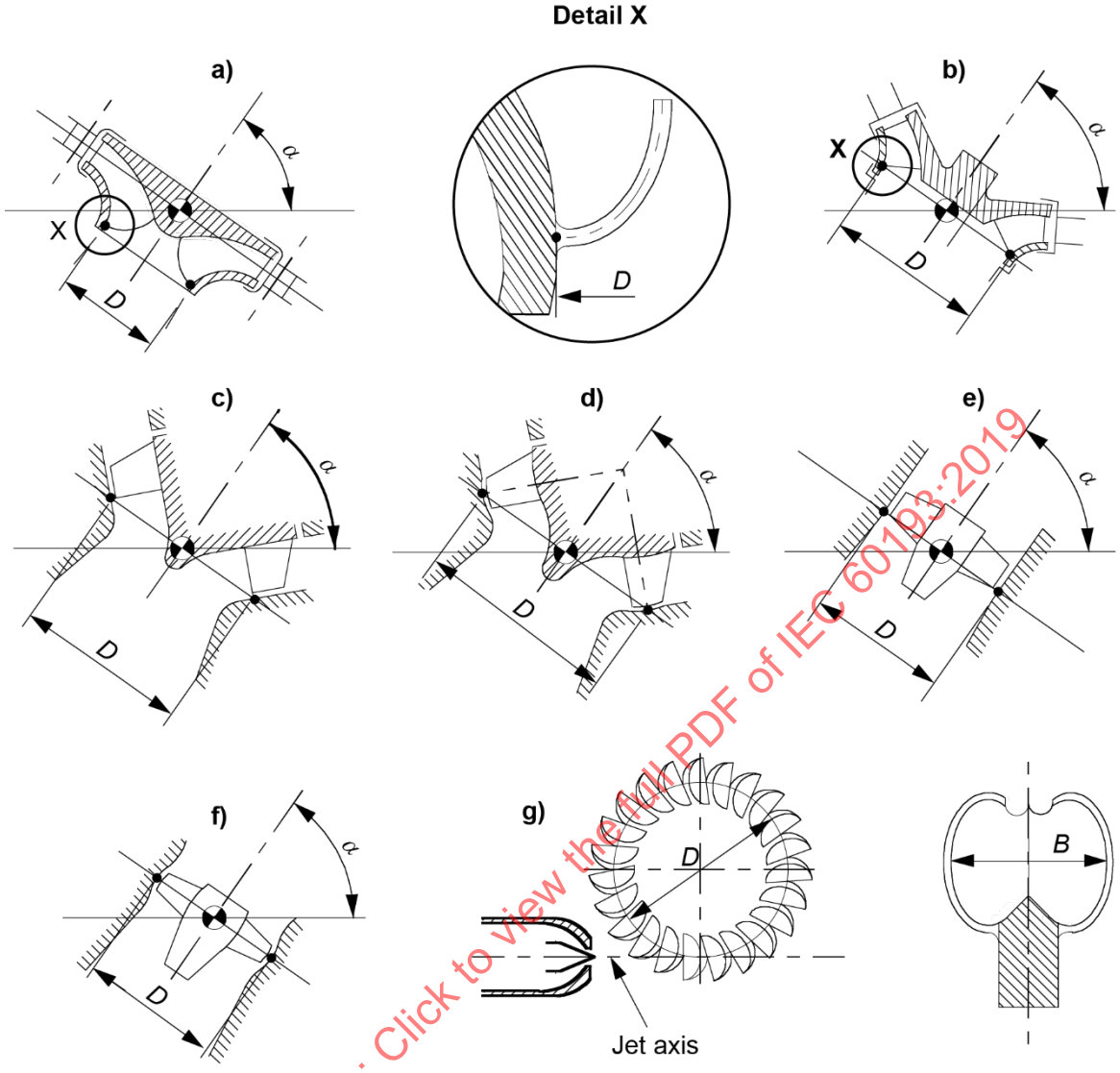
Figure 2 – Guide vane opening and angle

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.3 Geometric terms

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.4.3.1	Area	Net cross-sectional surface normal to general flow direction	A	m^2
3.4.3.2	Surface area	Total area of a surface (of the runner, flow passages, etc.)	S	m^2
3.4.3.3	Guide vane opening	Average shortest distance between adjacent guide vanes (at a specified section if necessary) (see Figure 2)	a	m
3.4.3.4	Guide vane angle	Average vane angle measured from closed position (see Figure 2)	α	°
3.4.3.5	Needle stroke (impulse turbine)	Average needle stroke measured from closed position	s	m
3.4.3.6	Runner/impeller blade angle	Average runner/impeller blade setting measured from a reference position	β	°
3.4.3.7	Reference diameter	Reference diameter of the hydraulic machine (see Figure 3)	D	m
3.4.3.8	Runner outlet/impeller inlet width	Average shortest distance between two adjacent blades of runner/impeller (see Figure 14 and Figure 15)	a_1, a_2	m
3.4.3.9	Bucket width	Inside maximum width of runner bucket of a Pelton turbine (see Figure 3)	B	m
3.4.3.10	Length scale ratio	The ratio of representative prototype to model lengths; in normal cases this is the reference diameter of the machine Note 1 to entry: In cases where it is difficult to verify this reference, then another significant length may be taken	λ_L	-
3.4.3.11	Level	Elevation of a point in the system above the specified reference datum (usually mean sea level)	z	m
3.4.3.12	Length	Relevant linear size of a component of the machine	L	m
3.4.3.13	Arithmetic roughness	Arithmetic mean deviation of the assessment profile	Ra	μm

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



a) Radial machines, such as Francis turbines, radial (centrifugal) pumps and pump-turbines; for multistage machines: low-pressure stage.

b) Diagonal (mixed-flow, semi-axial, Dériaz) machines with fixed runner/impeller blades and with runner/impeller band.

c) Diagonal (mixed-flow, semi-axial, Dériaz) machines with fixed runner/impeller blades, without runner/impeller band.

d) Diagonal (mixed-flow, semi-axial, Dériaz) machines with adjustable runner/impeller blades.

e) Axial machines, such as propeller turbines, tubular turbines[2], axial pumps and pump-turbines with fixed runner/impeller blades.

f) Axial machines, such as Kaplan turbines, tubular turbines[2], axial pumps and pump-turbines with adjustable runner/impeller blades.

g) Pelton turbines.

Figure 3 – Reference diameter and bucket width

2 The term "tubular turbines" includes bulb, pit, rim generator and S-type units.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.4 Physical quantities and properties

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.4.4.1	Acceleration due to gravity	Local value of gravitational acceleration at the place of testing (see 5.7.2); theoretical values as a function of altitude and latitude are given in Table B.1	g	$m \cdot s^{-2}$
3.4.4.2	Temperature	Thermodynamic (kelvin) Degree Celsius $\theta = \Theta - 273{,}15$	Θ θ	K °C
3.4.4.3	Volume	Quantity of three-dimensional space an object/substance occupies	V	m^3
3.4.4.4	Density	Mass per unit volume a) Density of water ρ is commonly used instead of ρ_w b) ensity of distilled water Values for distilled water ρ_{wd} are given in 5.7.3.1.3 and in Table B.2 c) Density of air Values for air are given in 5.7.4.1 and in Table B.5 d) Density of mercury Values for mercury are given in 5.7.5 and in Table B.7	 ρ, ρ_w, ρ_{wa} ρ_{wd} ρ_a ρ_{Hg}	$kg \cdot m^{-3}$
3.4.4.5	Vapour pressure (absolute)	Absolute partial pressure of saturated vapour in a medium where liquid and gaseous phases of a body are in thermodynamic balance Note 1 to entry: The vapour pressure depends only on the temperature. Values for distilled water are given in 5.7.3.4 and in Table B.4	p_{va}	Pa
3.4.4.6	Dynamic viscosity	A quantity characterizing the mechanical behaviour of a fluid (see ISO 80000-4)	μ	Pa·s
3.4.4.7	Kinematic viscosity	Ratio of the dynamic viscosity to the density of a fluid Note 1 to entry: Values for distilled water as a function of temperature are given in 5.7.3.3 and in Table B.3	ν	$m^2 \cdot s^{-1}$
3.4.4.8	Surface tension	A quantity characterizing the mechanical behaviour of the interface between two fluids (see ISO 80000-4)	σ^*	$J \cdot m^{-2}$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.5 Discharge, velocity and speed terms

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.4.5.1	Discharge	Volume of water per unit time passing through any section in the system	Q	$m^3 \cdot s^{-1}$
3.4.5.2	Mass flow rate	Mass of water flowing through any section of the system per unit time. Both ρ and Q shall be determined at the same section and at the conditions existing in that section Note 1 to entry: The mass flow rate is constant between two sections if no water is added or removed	(ρQ)	$kg \cdot s^{-1}$
3.4.5.3	Measured discharge	Volume of water per unit time flowing through any measuring section, e.g. 1' (see 3.4.2.3 and 3.4.2.4)	$Q_{1'}$ or $Q_{2'}$	$m^3 \cdot s^{-1}$
3.4.5.4	Discharge at reference section	Volume of water per unit time flowing through the reference section 1 or 2	Q_1 or Q_2	$m^3 \cdot s^{-1}$
3.4.5.5	Corrected discharge at reference section	Volume of water per unit time flowing through the reference section referred to the ambient condition (see 3.4.6.2), e.g. $Q_{1c} = (\rho Q)_1 / \rho_{amb}$ Note 1 to entry: Given the normal conditions of a model test, Q_{1c} may be assumed equal to Q_1	Q_{1c} or Q_{2c}	$m^3 \cdot s^{-1}$
3.4.5.6	Discharge at steady-state runaway speed	Discharge at n_R (see 3.4.5.12)	Q_R	$m^3 \cdot s^{-1}$
3.4.5.7	No-load turbine discharge	Turbine discharge at zero mechanical power at specified speed (usually synchronous) and specified specific hydraulic energy	Q_o	$m^3 \cdot s^{-1}$
3.4.5.8	Leakage discharge	Volumetric loss as illustrated in Figure 6	q	$m^3 \cdot s^{-1}$
3.4.5.9	Mean velocity	Discharge Q divided by area A of the cross-section	v	$m \cdot s^{-1}$
3.4.5.10	Peripheral velocity	Speed at the reference diameter: $u = \pi D n$	u	$m \cdot s^{-1}$
3.4.5.11	Rotational speed	Number of revolutions per unit time	n	s^{-1}
3.4.5.12	Steady-state runaway speed	The steady-state rotational speed at zero mechanical power at specified hydraulic conditions and specified guide vane/blade/needle opening	n_R	s^{-1}
3.4.5.13	Maximum steady-state runaway speed	The highest value of steady-state runaway speed at specified hydraulic conditions (for the prototype, see detailed definition in IEC 60041:1991, 2.3.4.15)	n_{Rmax}	s^{-1}

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.6 Pressure terms

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.4.6.1	Absolute pressure	The static pressure of a fluid measured with reference to a perfect vacuum	p_{abs}	Pa
3.4.6.2	Ambient pressure	The absolute pressure of the ambient air (see 5.7.4.2) Note 1 to entry: Values for standard atmosphere are given as a function of elevation in Table B.6	p_{amb}	Pa
3.4.6.3	Gauge pressure	The difference between the absolute static pressure of a fluid at the reference level of the pressure measuring instrument and the ambient pressure at the place and time of measurement: $p = p_{abs} - p_{amb}$	p	Pa
3.4.6.4	Differential pressure	The difference in pressure between two points or sections of measurement	Δp	Pa

3.4.7 Specific energy terms

In the International System of Units, mass (kg) is one of the base quantities. The energy per unit mass, known as "specific energy", is used in this document as a primary term instead of the energy per local unit weight which is called "head", and was exclusively used in previous publications.

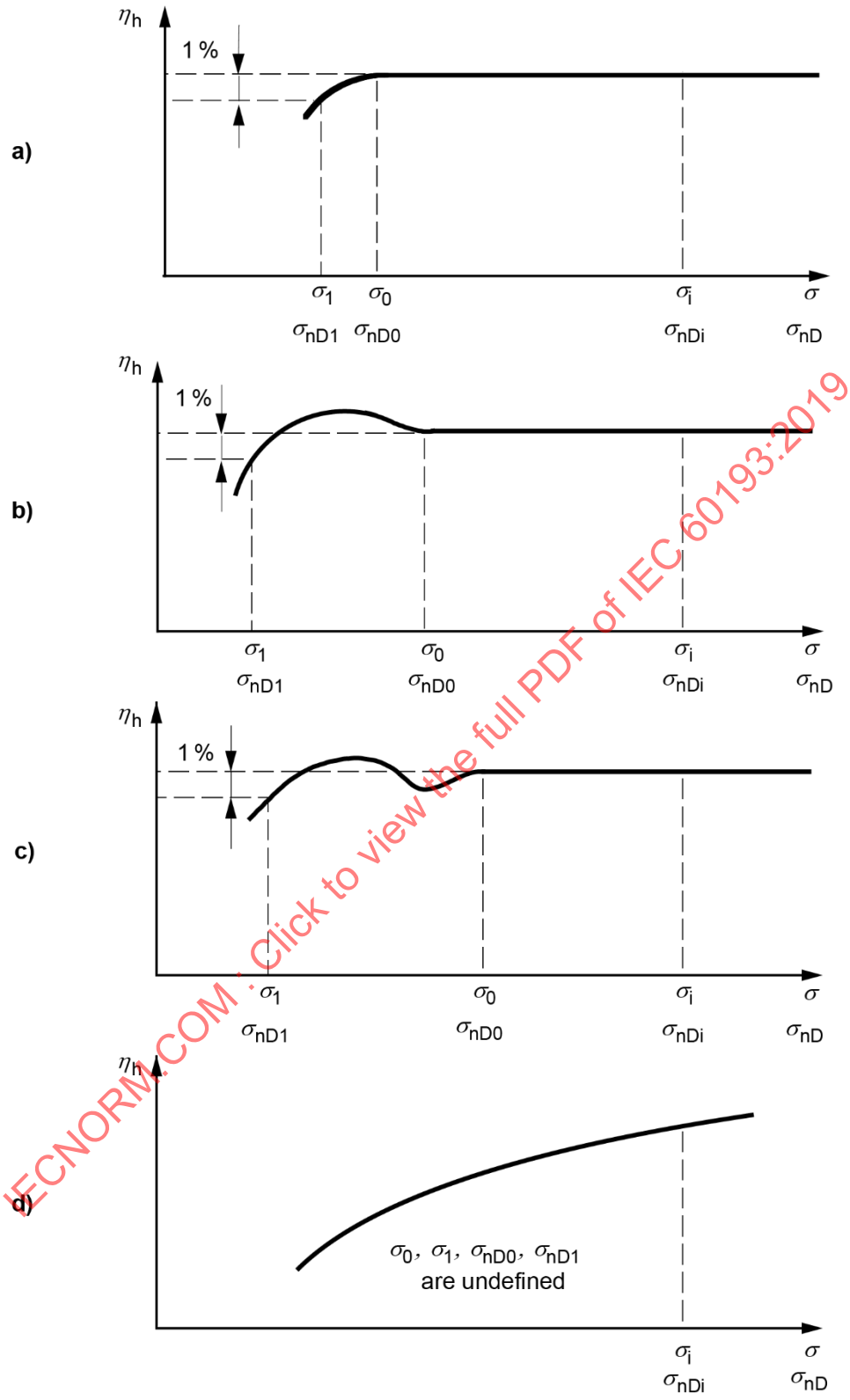
The latter term ("head") has the disadvantage that weight is a force which depends on the local value of acceleration due to gravity g, which changes mainly with latitude but also with altitude. Nevertheless, the term "head" will still remain in use because it is very common. Therefore, both related energy terms are listed, the specific energy terms in this subclause and head terms in 3.4.8. They differ only by the factor g, which is the local value of acceleration due to gravity.

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.4.7.1	Specific hydraulic energy of machine	The energy per unit mass of water available between the high and low-pressure reference sections 1 and 2 of the machine, taking into account the influence of compressibility (see 6.5) $E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)$ with $\bar{\rho} = (\rho_1 + \rho_2)/2$ and assuming $g = g_1 = g_2$ Note 1 to entry: The value of ρ_1 and ρ_2 can be calculated from p_{abs1} and p_{abs2} respectively, taking into account θ_1 or θ_2 for both values, given the negligible influence of the difference of the temperature on ρ	E	$J \cdot kg^{-1}$
3.4.7.2	Zero-discharge (shut-off) specific hydraulic energy of the pump	The specific energy of water for a pump at specified speed and specified guide vane and impeller blade settings with high-pressure side shut off	E_0	$J \cdot kg^{-1}$
3.4.7.3	Specific kinetic energy	The specific energy of water in motion: $E_k = \frac{v^2}{2}$	E_k	$J \cdot kg^{-1}$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.4.7.4	Suction specific potential energy of the machine	Potential energy per unit mass of water at section 2 corresponding to the difference between the reference level of the machine (see 3.4.8.5) and the piezometric level at section 2: $E_s = g(z_r - z_{2'}) = g(z_r - z_2) - \frac{p_{abs2} - p_{amb}}{\rho_2}$ (see Figure 45)	E_s	$J \cdot kg^{-1}$
3.4.7.5	Net positive suction specific energy	Absolute energy per unit mass of water at section 2 minus the specific energy due to the vapour pressure p_{va} referred to the reference level of the machine: $NPSE = \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g(z_r - z_2)$ $= -E_s + \frac{p_{amb} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2}$ (see Figure 45)	*NPSE*	$J \cdot kg^{-1}$
3.4.7.6	Thoma number	Dimensionless term indicating the conditions of cavitation under which the machine operates Note 1 to entry: It is expressed as the ratio of net positive suction specific energy *NPSE* to a specific hydraulic energy *E* (see 3.4.13.9)	σ	-
3.4.7.7	Cavitation coefficient	Dimensionless term indicating the conditions of cavitation under which the machine operates Note 1 to entry: It is expressed as the ratio of net positive suction specific energy *NPSE* to n^2D^2 (see 3.4.13.10)	σ_{nD}	-
3.4.7.8	Thoma number zero	The lowest value of the Thoma number for which a chosen performance parameter (usually efficiency) remains unchanged as compared to its values at high Thoma number Note 1 to entry: In some cases, the shape of the cavitation curve η_h (σ) is such that the Thoma number zero is difficult to define (see Figure 4)	σ_0	-
3.4.7.9	Thoma number one	The value of the Thoma number for which a drop of one percentage point in efficiency is obtained compared with the efficiency at Thoma number zero Note 1 to entry: In some cases, the shape of the cavitation curve is such that the Thoma number one is difficult to define (see Figure 4)	σ_1	-
3.4.7.10	Defined Thoma number	The value of the Thoma number associated with a defined onset of cavitation, e.g. a specified performance loss	σ_d	-
3.4.7.11	Incipient Thoma number	The value of the Thoma number associated with the beginning of visible runner/impeller cavitation usually detected by observation (see Figure 4)	σ_i	-
3.4.7.12	Plant Thoma number	The value of the Thoma number at the operating conditions of the prototype (see Annex K)	σ_{pl}	-
3.4.7.13	Specific hydraulic energy loss	The specific hydraulic energy dissipated between any two sections	E_L	$J \cdot kg^{-1}$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



a) Monotonic change in efficiency (for example, for a Francis turbine in the region of optimum efficiency)

b) Efficiency overshoot (for example, for a Francis turbine at full-load operation)

c) Efficiency oscillation, (for example, Francis turbine with inlet cavitation at full-load operation)

d) Monotonic decrease in efficiency (for example, tubular turbine)

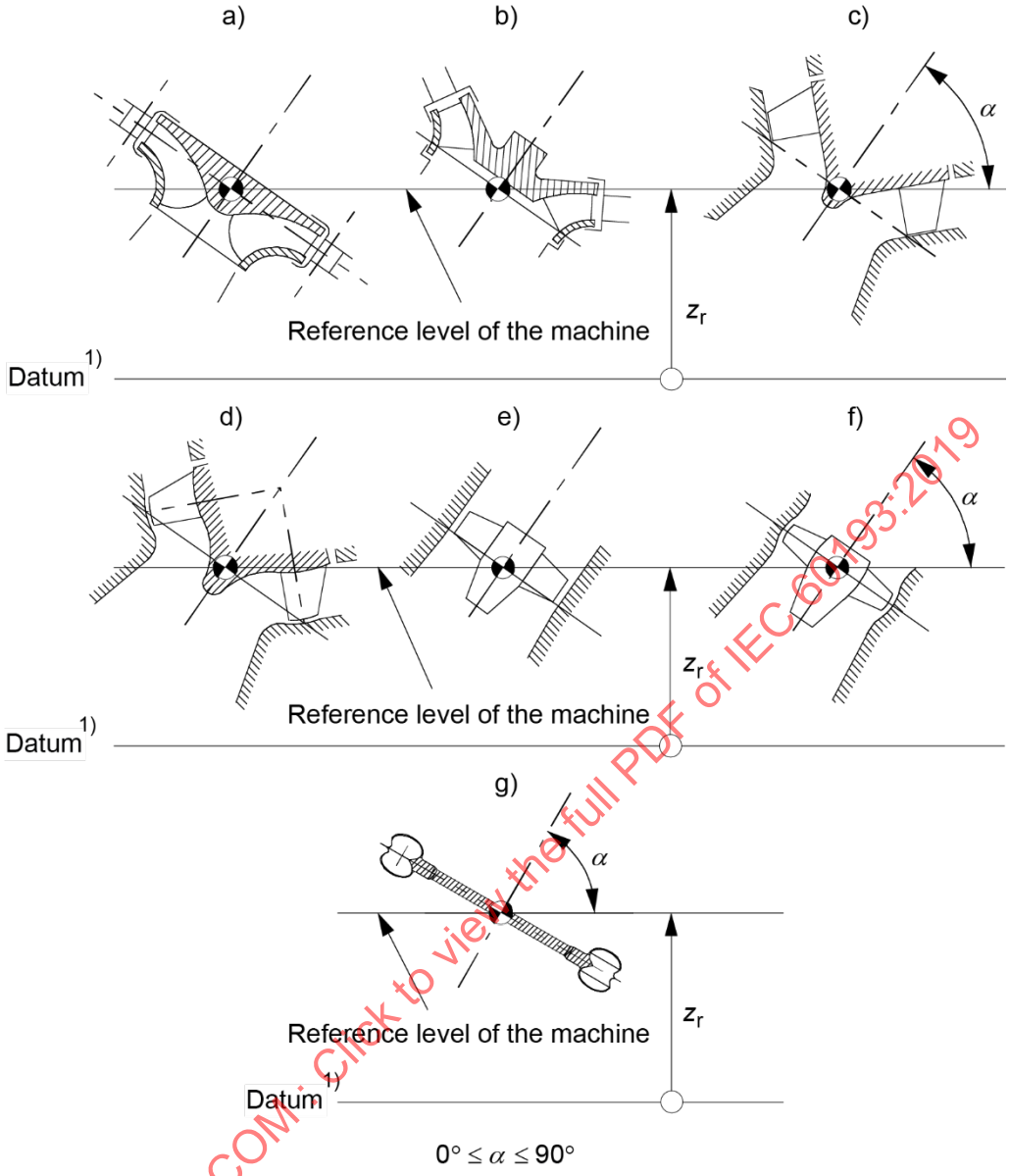
Figure 4 – Determination of σ_0 and σ_1 for typical cavitation curves

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.8 Height and head terms

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.4.8.1	Turbine or pump head	Specific energy per local unit weight of water at any section $H = \frac{E}{g}$	H	m
3.4.8.2	Zero discharge (shut-off) head of pump	Specific energy per local unit weight of water for a pump at specified speed and specified guide vane and impeller blade settings with high-pressure side shut off $H_0 = \frac{E_0}{g}$	H_0	m
3.4.8.3	Suction height	Specific energy per local unit weight of water at section 2 corresponding to the difference between the reference level of the machine (see 3.4.8.5) and the piezometric level at section 2 $Z_s = \frac{E_s}{g}$	Z_s	m
3.4.8.4	Net positive suction head	Specific energy per local unit weight of water at section 2 minus the specific energy due to the vapour pressure p_{va} referred to the reference level of the machine (see Figure 45) $NPSH = \frac{NPSE}{g}$	$NPSH$	m
3.4.8.5	Reference level of the machine	Elevation of a point of the machine taken as reference for the setting of the machine (see Figure 5)	z_r	m
3.4.8.6	Cavitation reference level	Elevation of a point of the machine taken as reference for cavitation evaluation during model tests (see 5.3.5.2)	z_c	m
3.4.8.7	Reference level of the pressure measuring instrument	Elevation of a pressure measuring device (see Figure 38)	z_M	m
3.4.8.8	Reference height of pressure measuring instrument	Distance between the reference levels of the machine and the instrument (see Figure 38) $Z_{rM} = z_r - z_M$	Z_{rM}	m

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



1) See 3.4.3.11

a) Radial machines, such as Francis turbines, radial (centrifugal) pumps and pump-turbines; for multistage machines: low-pressure stage

b) Diagonal (mixed-flow, semi-axial, Dériaz) machines with fixed runner/impeller blades and with runner/impeller band

c) Diagonal (mixed-flow, semi-axial, Dériaz) machines with fixed runner/impeller blades, without runner/impeller band

d) Diagonal (mixed-flow, semi-axial, Dériaz) machines with adjustable runner/impeller blades

e) Axial machines, such as propeller turbines, tubular turbines[3], axial pumps and pump-turbines with fixed runner/impeller blades

f) Axial machines, such as Kaplan turbines, tubular turbines[3], axial pumps and pump-turbines with adjustable runner/impeller blades

g) Pelton turbines

Figure 5 – Reference level of machine

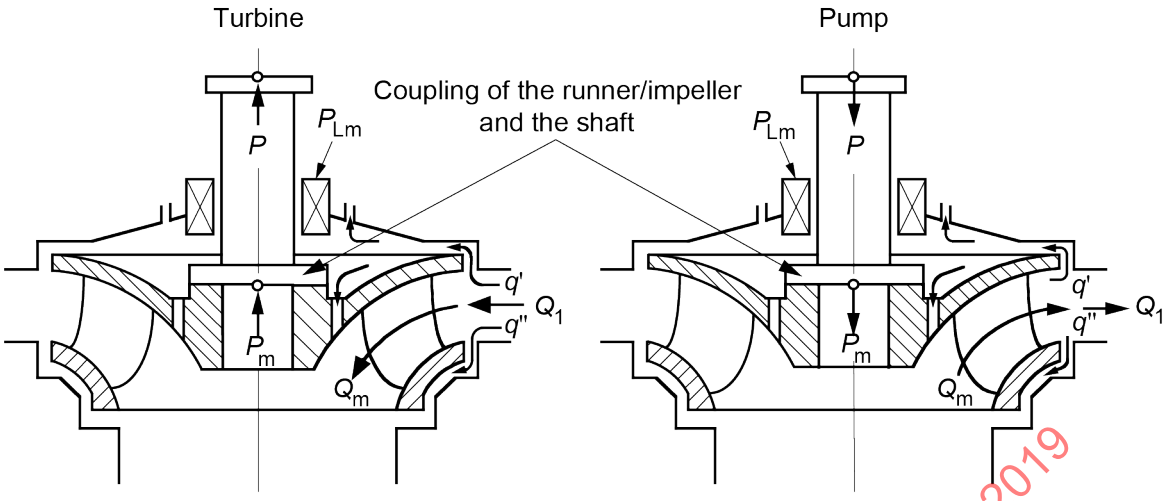
3 The term "tubular turbines" includes bulb, pit, rim generator and S-type units.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.9 Power and torque terms

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.4.9.1	Hydraulic power	The hydraulic power available for producing power (turbine) or imparted to the water (pump) $P_h = E(\rho Q)_1$	P_h	W
3.4.9.2	Mechanical power of the machine (power)	The mechanical power delivered by the turbine shaft or to the pump shaft, assigning to the hydraulic machine the mechanical losses of the relevant bearings and shaft seals (see Figure 6)	P	W
3.4.9.3	Mechanical power of runner(s)/impeller(s)	Mechanical power transmitted through the coupling of the runner(s)/impeller(s) and the shaft (see Figure 6)	P_m	W
3.4.9.4	Mechanical power losses	Mechanical power dissipated in guide bearings, thrust bearings and shaft seals of the hydraulic machine (see Figure 6)	P_{Lm}	W
3.4.9.5	Zero discharge (shut-off) power of the pump	Pump power at specified speed and at specified guide vane and impeller settings with high-pressure side shut-off	P_0	W
3.4.9.6	Shaft torque	Torque applied to the shaft of the hydraulic machine and corresponding to the mechanical power of the machine (see 3.4.9.2)	T	N·m
3.4.9.7	Runner/impeller torque	Torque transmitted through the coupling of the runner/impeller and the shaft and corresponding to the mechanical power of runner/impeller (see 3.4.9.3)	T_m	N·m
3.4.9.8	Friction torque	Friction torque in guide bearings, thrust bearings and shaft seals of the hydraulic machine (see 3.4.9.4)	T_{Lm}	N·m

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



$q = q' + q''$	Leakage discharge	$q = q' + q''$
$Q_1 = Q_m + q$	Discharge at section 1	$Q_1 = Q_m - q$
$P_h = E(\rho Q)_1$	Hydraulic power	$P_h = E(\rho Q)_1$
$P = P_m - P_{Lm}$	Mechanical power of the machine	$P = P_m + P_{Lm}$
$\eta_m = \frac{P}{P_m}$	Mechanical efficiency	$\eta_m = \frac{P_m}{P}$
$\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$	Hydraulic efficiency	$\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$
$\eta = \frac{P}{P_h}$	Efficiency	$\eta = \frac{P_h}{P}$

NOTES

– The formulae ignore the compressibility of the water.

– For detailed analysis of internal losses, refer to Annex L.

– The disk friction losses and leakage losses (volumetric losses) are considered as hydraulic losses in the formula for hydraulic efficiency. The disk friction losses are the friction losses of the outer surfaces of the runner/impeller not in contact with the flow Q_m passing the runner/impeller blades.

Figure 6 – Flux diagram for power and discharge

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.10 Efficiency terms

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.4.10.1	Hydraulic efficiency	a) Turbine: ratio of mechanical power of runner to the hydraulic power $\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$ b) Pump: ratio of hydraulic power to the mechanical power of the impeller $\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$ See Figure 6	η_h	-
3.4.10.2	Mechanical efficiency	a) Turbine: ratio of mechanical power of the machine to the runner $\eta_m = \frac{P}{P_m}$ b) Pump: ratio of mechanical power of the impeller to the machine $\eta_m = \frac{P_m}{P}$ See Figure 6	η_m	-
3.4.10.3	Efficiency	a) Turbine: ratio of mechanical power of the machine to the hydraulic power $\eta = \frac{P}{P_h} = \eta_h \cdot \eta_m$ b) Pump: ratio of hydraulic power to the power of the machine $\eta = \frac{P_h}{P} = \eta_h \cdot \eta_m$ See Figure 6	η	-
3.4.10.4	Weighted average efficiency	Calculated from the formula $\eta_w = \frac{w_1\eta_1 + w_2\eta_2 + w_3\eta_3 + \ldots}{w_1 + w_2 + w_3 + \ldots}$ where η_1, η_2, η_3, … are the values of efficiency at specified operating conditions and w_1, w_2, w_3 … are their agreed weighting factors respectively	η_w	-

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

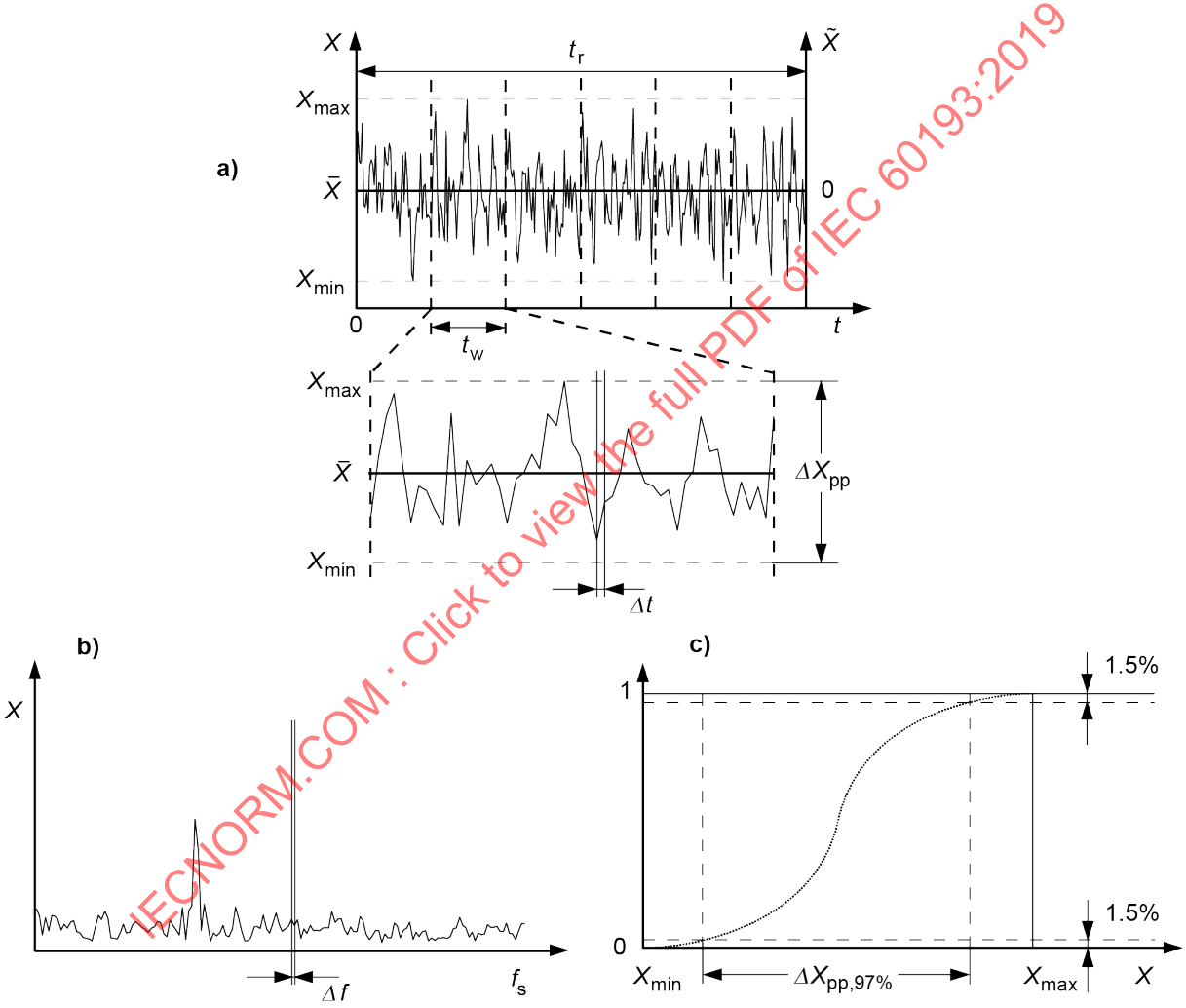
3.4.11 General terms relating to fluctuating quantities

IEC 60994 provides a reference for terms relating to fluctuating quantities. Terms relevant to this document, some of which are illustrated in Figure 7, are listed below:

Subclause	Term	Definition	Symbol	IEC 60994:1991 reference
3.4.11.1	Discrete quantity	Quantity represented by a sequence of its momentary values	X	
3.4.11.2	Discrete quantity n	Value of the quantity n	X_n	
3.4.11.3	Number of samples	Total number of discrete quantities	N	
3.4.11.4	Number of samples in a time window	Total number of discrete quantities used in the time window duration	N_w	
3.4.11.5	Mean value	The algebraic sum of the discrete quantities divided by the number of samples $\bar{X} = \frac{1}{N}\sum_1^N X_n$	$\bar{X}$	2.3.3.1
3.4.11.6	Fluctuation of quantity	Oscillatory variation of a quantity X referred to its mean value during a time interval Δt previously selected	$\tilde{X}(t)$	2.3.1.5
3.4.11.7	Maximum value	The maximum value in a chosen time interval	X_{max}	
3.4.11.8	Minimum value	The minimum value in a chosen time interval	X_{min}	
3.4.11.9	Standard deviation (effective value referred to the mean)	The root-mean-square value of the deviation of a set of numbers from the mean value $\tilde{X}_{eff} = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_1^N (X_n - \bar{X})^2}$	$\tilde{X}_{eff}$	2.3.3.2
3.4.11.10	Root-mean-square value	The square root of the mean value squared $X_{rms} = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_1^N X_n^2}$	X_{rms}	2.3.3.3
3.4.11.11	Peak-to-peak value	The difference between the maximum and minimum values $\Delta X_{pp} = X_{max} - X_{min}$	ΔX_{pp}	2.3.2.11
3.4.11.12	Peak-to-peak value with a 97 % confidence interval	The difference between the maximum and minimum values of a signal is determined using a probability distribution function for a given probability value (e.g. 97 %) Note 1 to entry: This function is estimated by applying statistical counting. The signal values outside of the corresponding confidence interval are excluded.	$\Delta X_{pp,97\ \%}$	
3.4.11.13	Amplitude	Maximum value of a sinusoidal quantity $X(t)$ $A = \frac{1}{2}\Delta X_{pp}$	A	2.3.2.10
3.4.11.14	Time	Physical quantity	t	2.3.2.3
3.4.11.15	Sampling time interval	Time interval between two consecutive samples.	Δt	
3.4.11.16	Frequency	The reciprocal of period s^{-1} (Hz)	f	2.3.2.4
3.4.11.17	Sampling frequency (sampling rate)	Inverse of the sampling time interval $f_s = \frac{1}{\Delta t}$	f_s	

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Subclause	Term	Definition	Symbol	IEC 60994:1991 reference
3.4.11.18	Time window duration	Selected time window for frequency analyses by Fourier transform methods $t_w = N_w \Delta t$	t_w	
3.4.11.19	Frequency resolution	Frequency interval between two consecutive values in the discrete Fourier transform $\Delta f = 1/t_w = f_s/N$	Δf	
3.4.11.20	Signal recording time (Acquisition time)	Period of time during which a signal from a transducer is recorded (in seconds).	t_r	2.3.4.14



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

a) A pressure fluctuation signal over a defined signal recording time (t_r). A minimum of 5 window time lengths (t_w) shall be included in each signal record time duration (see 7.2.1.2.4).

b) The signal transformed into the frequency domain using Fourier analysis. The frequency resolution (Δf) required for each analysis is determined by the speed of rotation of the machine (see 7.2.1.2.4).

c) Using probability distribution, each measure point from Figure 7 a) is cumulated and extreme deviations from the mean fluctuation are removed. A 97 % interval of confidence is illustrated in this figure.

Figure 7 – Illustration of some definitions related to oscillating quantities

3.4.12 Fluid dynamics and scaling terms[a)]

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.4.12.1	Reynolds number	Ratio of inertia forces to viscous forces (see 5.3.1): a) Reaction machines $Re = \frac{uD}{\nu}$ b) Impulse turbines $\frac{uB}{\nu}$	Re	-
3.4.12.2	Reference Reynolds number	The value $Re = 7 \times 10^6$	Re_{ref}	
3.4.12.3	Froude number[b)]	Square root of the ratio of inertia forces to gravity forces (see 5.3.1): a) Reaction machines $Fr = \left[\frac{E}{gD}\right]^{1/2}$ b) Impulse turbines $\left[\frac{E}{gB}\right]^{1/2}$	Fr	-
3.4.12.4	Weber number[b)]	Ratio of inertia forces to surface tension forces $We = \left[\frac{\rho L v^2}{\sigma^*}\right]^{1/2}$ (see 5.3.1)	We	-
3.4.12.5	Reference loss distribution coefficient	Ratio of relative scalable loss to relative total loss for reference Reynolds number for the point of optimum hydraulic efficiency $V_{ref} = \frac{\delta_{ref}}{1-\eta_{hM\,opt}}$ Note 1 to entry: See Table D.1 for the values corresponding to the different types of reaction machines	V_{ref}	-
3.4.12.6	Relative scalable loss	Loss in efficiency due to scale effects related to the Reynolds number	δ	-
3.4.12.7	Reference relative scalable loss	Loss in efficiency due to scale effects at the reference Reynolds number (see Annex D) $\delta_{ref} = V_{ref}\left(1-\eta_{h\,ref}\right)$	δ_{ref}	-
3.4.12.8	Relative non-scalable loss	Loss in efficiency that cannot be attributed to scale effects (see Annex D) $\delta_{ns} = \left(1-\eta_h\right) - \delta$	δ_{ns}	-
3.4.12.9	Relative total loss	Sum of scalable and non-scalable losses (see Annex D) $1-\eta_h = \delta + \delta_{ns}$		-
3.4.12.10	Difference of hydraulic efficiency	Difference between the values of hydraulic efficiency at two hydraulically similar operating points measured at different Reynolds numbers (see 5.3.2)	$\Delta\eta_h$	-

a) See ISO 80000-11.

b) Other definitions of these numbers can be found in relevant scientific works.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.13 Dimensionless terms

Machine performance may be characterized by dimensionless terms based on $E = 1$, $D = 1$ and $\rho = 1$ or on $n = 1$, $D = 1$ and $\rho = 1$.

The units are: H (m); D (m); E (J·kg^{-1}); n (s^{-1}); ρ (kg·m^{-3}); T (N·m); P (W); Q (m^3·s^{-1}).

The relations of these dimensionless terms to other existing definitions are given in Annex A.

Subclause	Term	Definition	Symbol	Relations
3.4.13.1	Speed factor	$\frac{nD}{E^{0,5}}$	n_{ED}	$= \frac{1}{E_{nD}^{0,5}}$
3.4.13.2	Discharge factor	$\frac{Q_1}{D^2E^{0,5}}$	Q_{ED}	$= \frac{Q_{nD}}{E_{nD}^{0,5}}$
3.4.13.3	Torque factor	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	T_{ED}	$= \frac{T_{nD}}{E_{nD}} = \frac{P_{ED}}{2\pi n_{ED}}$
3.4.13.4	Power factor[1)]	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1,5}}$	P_{ED}	$= Q_{ED}\eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{Q_{ED}}{\eta_{hP}}$ (pump) $= \frac{P_{nD}}{E_{nD}^{1,5}} = P_{nD}n_{ED}^3$ $= 2\pi n_{ED} T_{ED}$
3.4.13.5	Energy coefficient	$\frac{E}{n^2D^2}$	E_{nD}	$= \frac{1}{n_{ED}^2}$
3.4.13.6	Discharge coefficient	$\frac{Q_1}{nD^3}$	Q_{nD}	$= \frac{Q_{ED}}{n_{ED}} = Q_{ED}E_{nD}^{0,5}$
3.4.13.7	Torque coefficient	$\frac{T_m}{\rho_1 n^2 D^5}$	T_{nD}	$= \frac{T_{ED}}{n_{ED}^2} = T_{ED}E_{nD} = \frac{P_{nD}}{2\pi}$
3.4.13.8	Power coefficient[a)]	$\frac{P_m}{\rho_1 n^3 D^5}$	P_{nD}	$= E_{nD}Q_{nD}\eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{E_{nD}Q_{nD}}{\eta_{hP}}$ (pump) $= \frac{P_{ED}}{n_{ED}^3} = P_{ED}E_{nD}^{1,5} = 2\pi T_{nD}$
3.4.13.9	Thoma number	$\frac{NPSE}{E}$	σ	$= \frac{Q_{nD}}{E_{nD}} = \sigma_{nD}n_{ED}^2$
3.4.13.10	Cavitation coefficient	$\frac{NPSE}{n^2D^2}$	σ_{nD}	$= \sigma E_{nD} = \frac{\sigma}{n_{ED}^2}$
3.4.13.11	Specific speed	$\frac{nQ^{0,5}}{E^{0,75}}$	N_{QE}	$= n_{ED}Q_{ED}^{0,5} = \frac{Q_{nD}^{0,5}}{E_{nD}^{0,75}}$

a) Reference is made to the mechanical power of the runner/impeller, usually measured on the model.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.14 Terms relating to additional performance data

For presentation and analysis of additional performance data such as pressure and torque fluctuations, hydraulic thrust, and hydraulic loads on control components, it is recommended to use dimensionless terms as defined hereafter and in 7.2.2 to 7.4. They are identified by the symbol of the measured quantity with subscripts denoting the machine component and the quantities taken as unity; for instance, $T_{G,ED}$ will denote the guide vane torque factor, i.e. the torque acting on the guide vanes based on specific hydraulic energy of the machine and reference diameter equal to unity.

The symbols used to define the measurements are listed below:

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.4.14.1	Force	Influence tending to produce motion or stress on a machine component	F	N
3.4.14.2	Moment	Magnitude of a turning effect produced by a force acting at a perpendicular distance to a given point	M	N·m
3.4.14.3	Pressure	The force per unit area	p	Pa
3.4.14.4	Torque	The axial component of the moment	T	N·m

The dimensionless terms relating to additional performance data are listed below:

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
3.4.14.5	Torque factor	$T_{ED} = \frac{T}{\rho D^3 E}$	T_{ED}	-
3.4.14.6	Torque coefficient	$T_{nD} = \frac{T}{\rho n^2 D^5}$	T_{nD}	-
3.4.14.7	Force factor	$F_{ED} = \frac{F}{\rho D^2 E}$	F_{ED}	-
3.4.14.8	Force coefficient	$F_{nD} = \frac{F}{\rho n^2 D^4}$	F_{nD}	-
3.4.14.9	Pressure fluctuation factor	$\tilde{p}_E = \frac{\tilde{p}}{\rho E}$	$\tilde{p}_E$	-
3.4.14.10	Pressure fluctuation coefficient	$\tilde{p}_{nD} = \frac{\tilde{p}}{\rho n^2 D^2}$	$\tilde{p}_{nD}$	-

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

4 Nature and extent of guarantees related to hydraulic performance

4.1 General

4.1.1 Design data and coordination

The purchaser shall be responsible for specifying the data on which guarantees are based including, for example, reference sections, water levels, specific hydraulic energies (see 3.4.7.1), and specific hydraulic energy losses. The purchaser is also responsible for coordinating efforts to determine interactions between the waterways and the electrical and mechanical parts of the machine.

The purchaser shall arrange for the machine supplier to be provided with data, accurate and sufficient in detail, to cover the following:

– operating water levels in all reservoirs;
– hydraulic losses of each part of the water conduit from intake to outlet;
– design drawings of water conduits associated with the hydraulic machine including valves and gates;
– any information relevant to the water flow in the conduit, such as any results of model tests of the conduits;
– in the case of rehabilitation of existing machines, particular attention is to be paid to the limitations imposed by the existing equipment (for example openings, surface roughness, generator limitations, etc.).

Attention shall be paid to flow conditions at the model inlet and outlet (see 5.1.2.4 and 5.1.3.3). In most cases, it will be sufficient to extend the model just beyond the high and low-pressure reference sections. These sections shall be included for the model tests in order to conform to this document. If the prototype installation is such that there is reason to believe that the total flow pattern through the waterways is not fully represented by the model, the contract shall specify the steps to be taken, which may include specifying the extent of the water passages to be modelled. In some other cases, the validity of the approach conditions shall have been verified by the purchaser through the test of a partial model of the plant prior to the test of the model machine.

4.1.2 Definition of the hydraulic performance guarantees

A contract for both regulated[4] and non-regulated prototype machines shall contain, as a minimum, guarantees covering power, discharge and/or specific hydraulic energy, efficiency, maximum momentary overspeed and maximum/minimum momentary pressure and maximum steady-state runaway speed (reverse runaway speed for a pump), as well as guarantees related to cavitation.

For a pump, the guarantee may also cover the maximum specific hydraulic energy (head) and the power at zero discharge, the latter with the impeller rotating in water and/or air at the specified speed.

The guarantees shall be given for one or more operating points (see 4.2.2). These points belong to performance curves of the machine, which are usually submitted by the supplier. In some cases (e.g. small hydro), a table may be sufficient.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

4 "Regulated" as used in this document refers to the control of the discharge through variations of guide vane opening, needle stroke and/or runner/impeller blade angle.

The current state of the art permits the verification of some of these prototype guarantees by model test (see 4.2), while others cannot be verified by model tests (see 4.3). Moreover, additional data may be obtained from the model as an indication of the expected prototype operation (see 4.4).

4.1.3 Guarantees of correlated quantities

It is recommended that the contract does not fix more than one guarantee for correlated quantities; for example in the case of a regulated turbine, efficiency shall be guaranteed versus either discharge or power, but not both.

4.1.4 Form of guarantees

Either of the following two forms of guarantees may be applied when the performance of a prototype machine is to be accepted on the basis of a model test:

a) Guarantees for the hydraulic performance of the prototype, computed from model test results with allowance for scale effect. For reaction machines, the scale effect is to be taken into account in accordance with 6.8 and Annex D. For impulse turbines, when it is agreed in the contract, the scale effect should be taken into account in accordance with Annex I.

b) Guarantees for the hydraulic performance of the model referred to a Reynolds number (Reynolds, Froude and Weber numbers for impulse turbines) to be specified in the contract.

In each case, the similitude requirements of 5.3 shall be met.

4.2 Main hydraulic performance guarantees verifiable by model test

4.2.1 Guaranteed quantities for any machine

4.2.1.1 Power

The term power usually refers to the mechanical power of the runner/impeller (see 3.4.9.3). When the mechanical power of the machine (see 3.4.9.2) is guaranteed for the prototype, the mechanical power losses (see 3.4.9.4) are to be taken into account.

4.2.1.2 Discharge and/or specific hydraulic energy

This refers either to the discharge at the reference section (see 3.4.5.4), obtained when operating under specified specific hydraulic energies, or to the specific hydraulic energy obtained when operating with specified discharges.

4.2.1.3 Efficiency

The term efficiency refers to the hydraulic efficiency (see 3.4.10.1) unless otherwise specified. When the prototype efficiency (see 3.4.10.3) is guaranteed, the mechanical power losses (see 3.4.9.4) or the mechanical efficiency (see 3.4.10.2) is to be taken into account.

In reaction machines, the relationship between model and prototype hydraulic efficiencies shall be considered, as explained in Annex D. The currently accepted convention is to apply this relationship to the entire range of guaranteed efficiencies.

4.2.1.4 Steady-state runaway speed and/or discharge

A guarantee for maximum steady-state runaway speed (see 3.4.5.12) or for the reverse runaway speed in case of pumps is required. An additional guarantee for maximum discharge under runaway conditions may be required.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The no-load discharge for turbine operation shall be determined as part of the characteristic runaway-curve (see Figure 56).

4.2.1.5 Influence of cavitation on hydraulic performance

The contract shall clearly state the hydraulic conditions (specific hydraulic energies and net positive suction specific energies) for which the hydraulic performances are to be guaranteed.

The guarantees of the hydraulic performance of the prototype shall include the influence of cavitation. According to current engineering practice, this influence is determined by the model tests performed in accordance with 5.3.5.2, 5.5.3.6, 6.8.2.3.8 and 6.8.3.2.

The application of the efficiency transposition formula due to the Reynolds number is limited to the range of σ values specified in 6.8.2.4.2. The contract shall specify the procedure to be used if σ_{pl} falls outside this range.

In some cases, the contract may contain an additional clause on cavitation specifying that the measured value of the Thoma number chosen as criterion (σ_d) shall be lower than the plant Thoma number σ_{pl} by a margin (see 6.10.5). The criterion and the margin shall be specified in the contract.

4.2.2 Specific application

4.2.2.1 Regulated turbine (see 6.10.3.1.2)

Guarantee	Criteria
Power	Power to be reached at one or more specified specific hydraulic energies
Discharge	Discharge to be reached at one or more specified specific hydraulic energies
Efficiency	Guarantees may be required for one or more specified specific hydraulic energies as follows: – at one or more specified powers or discharges; or – as weighted average efficiency[a] over a specified range of powers or discharges
Runaway speed	Guaranteed steady-state runaway speed not to be exceeded when operating under maximum or any other specified specific hydraulic energy. In the case of double-regulated machines, it shall be stated if the guarantee refers to the condition in which the optimum relationship between guide vane opening and runner blade angle is maintained (on-cam condition) or/and to the maximum runaway speed occurring in the worst possible off-cam condition
Cavitation	Guarantees as outlined in 4.2.1.5 may be required for one or more specified specific hydraulic energies, discharges or powers, usually for the corresponding minimum σ_{pl} value
[a] Weighted efficiencies and a series of individual efficiencies shall not be guaranteed simultaneously	

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

4.2.2.2 Non-regulated turbine (see 6.10.3.1.3)

Guarantee	Criteria
Power	Power to be reached and power not to be exceeded over a specified range of specific hydraulic energies[a)]
Discharge	Discharge to be reached and/or not to be exceeded over a specified range of specific hydraulic energies. This guarantee is usually replaced by the corresponding power guarantee
Efficiency	Guarantees may be required for one or more specified specific hydraulic energies as follows: – at one or more specified specific hydraulic energies; or – as a weighted average efficiency[b)] over a specified range of specific hydraulic energies
Runaway speed	Guaranteed steady-state runaway speed not to be exceeded when operating under maximum specific hydraulic energy
Cavitation	Guarantees as outlined in 4.2.1.5 may be required for one or more specified specific hydraulic energies, usually for the corresponding minimum σ_{pl} value
a) For the contractual limits of the power corresponding to the specified specific hydraulic energies, see 6.10.3.1.3. b) Weighted efficiencies and a series of individual efficiencies shall not be guaranteed simultaneously.	

4.2.2.3 Non-regulated/regulated pump (see 6.10.3.1.4)

Guarantee	Criteria
Power	Power not to be exceeded over a specified range of specific hydraulic energies or discharge
Discharge and/or specific hydraulic energy	Discharge over a specified range of specific hydraulic energies or specific energies over a specified range of discharges, including values to be reached and/or not to be exceeded
Efficiency	Guarantees may be required for one or more specified specific hydraulic energies or discharges as follows: – at one or more specified specific hydraulic energies or discharges; or – as a weighted average efficiency[a)] over a specified range of specific hydraulic energies or discharges
Runaway speed	Guaranteed maximum steady-state reverse runaway speed not to be exceeded when operating under maximum specified specific hydraulic energy. In the case of double-regulated machines, it shall be stated if the guarantee is referred to the condition in which the optimum relationship between guide vane opening and impeller blade angle is maintained (on-cam condition) or/and to the maximum runaway speed occurring in the worst possible off-cam condition
Cavitation	Guarantees as outlined in 4.2.1.5 may be required for one or more specified specific hydraulic energies, discharges or powers, usually for the corresponding minimum σ_{pl} value
a) Weighted efficiencies and a series of individual efficiencies shall not be guaranteed simultaneously	

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

4.3 Guarantees not verifiable by model test

4.3.1 Guarantees on cavitation erosion

The amount of cavitation pitting is to be guaranteed for the prototype only. Evaluation of this guarantee on the prototype shall be carried out in accordance with the recommendations of the IEC 60609 series.

The model test may reveal some of the potential areas of cavitation erosion by visual inspection during the tests (see 5.5.3.6).

4.3.2 Guarantees on maximum momentary overspeed and maximum momentary pressure rise

Momentary overspeed (including momentary runaway speed) and pressure depend primarily upon water conduit geometry (penstock length, surge tank, etc.), the inertia of the rotating part of the unit and the operating law of the guide vanes. They can therefore not be determined directly by a dynamic test on the model which does not reproduce either the full extent of the applicable waterways, the inertia of the unit or the characteristics of the speed governor. Nevertheless, the steady-state model test data, transferred to the prototype, provide values enabling calculation of the transient phenomena with sufficient accuracy.

4.3.3 Guarantees covering noise and vibration

Determination of prototype noise and vibration by model tests lies outside the scope of this document. This document should be used only as a guide for the modelling of the hydraulic sources of these phenomena (i.e. through determination of the pressure fluctuations or other dynamic loads).

4.4 Additional performance data

Additional data may be obtained from the model:

– pressure fluctuations (see 7.2.2);
– shaft torque fluctuations (see 7.2.3);
– hydraulic thrust, both radial and axial (see 7.3);
– hydraulic torque on guide vanes and adjustable runner/impeller blades or hydraulic forces on needles and deflectors over the full operating range (see 7.4);
– characteristics in four quadrant operation including power and specific hydraulic energy at zero discharge (shut-off conditions) of a pump with impeller rotating in water or air (see 7.5);
– differential pressure measurements in view of prototype index tests (see 7.6);
– cam relationship for optimum performance in the case of double-regulated machines (relation between guide vane and runner/impeller blade openings) (see 6.8).

It may also be specified to determine other additional data, such as velocity or pressure distribution in various components of the machine, etc.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5 Execution of tests

5.1 Requirements of test installation and model

5.1.1 Choice of laboratory

Any laboratory satisfying the criteria set out in this document concerning general layout, capacity and quality of instrumentation should be deemed suitable. An independent laboratory is sometimes preferable, particularly when comparative tests are required with models from different manufacturers.

5.1.2 Test installation

5.1.2.1 General characteristics of the test circuit

The test circuit shall be such that when cavitation appears in the model, it shall not occur elsewhere to an extent whereby it affects the stability or the satisfactory operation of the installation or of the model performance measurement.

Any entrained gas bubbles in the model shall not affect the functioning of instrumentation, particularly the flow measuring device and the pressure measurement lines.

The circuit shall be designed in such a manner that no leakage or addition of water may occur between the flow measuring instrument and the model. These criteria should be easily verifiable.

5.1.2.2 Capacity of the test installation

The capacity of the test installation (i.e. power, pressure, specific hydraulic energy, discharge and *NPSE*) shall be such that the minimum values for model size and the required test conditions as listed in 5.4.2 can be met.

The operation shall be stable and steady without surging or fluctuating effects (see 5.4.3).

5.1.2.3 Condition of the water

The test water shall be clean, clear and free of any solid material in suspension and any chemical impurities which may have an influence on the water properties such as viscosity and vapour pressure. Free gas and air bubbles should be removed as far as possible before testing (see 5.3.5.2 for recommended level).

The gas content (see 5.7.3.2), including both entrained and dissolved gas, of the water used in the test rig, should be recorded for the test, especially with respect to repeatability of cavitation test results and for comparison purposes.

Experience in closed circuits indicates that dissolved air may produce nuclei in the water and the nuclei content plays a major role in travelling cavitation, e.g. gas bubbles moving through the flow (see 5.3.6.2 for nuclei influence on cavitation). Therefore, this may influence the cavitation pattern and the resulting cavitation characteristics (see 5.3.5 and 5.3.6.2).

Thoma similitude should be fulfilled by using an appropriate specific hydraulic energy or/and nuclei content.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The water temperature should be within the range of 8 °C and 35 °C and not vary more than 5 °C per day. Large differences between the water temperature and the ambient temperature of instruments should be avoided, as they could influence the accuracy of the measurements.

5.1.2.4 Flow conditions given by the installation

At the model inlet, the test installation shall ensure favourable hydraulic conditions free from vortices, undue turbulence and unsteadiness.

At the model outlet, the flow pattern should not be influenced by the layout of the test facility.

5.1.2.5 Measuring instruments

The measuring equipment used to determine the main parameters shall satisfy the specified conditions of this document.

The traceability of each instrument to a recognized national or international standard shall be ensured. All instruments, especially discharge and torque, should be calibrated *in situ*. Some calibrations can be performed prior to installation on the test rig e.g. calibration of the measuring instruments for guide vane and blade torque, and dynamic instruments.

The measuring instruments should be such that a parallel reading, independent of the data acquisition system, is possible in order to permit an easy verification.

The instrument temperature shall be verified to be within the allowable specification of the manufacturer.

5.1.3 Model requirements

5.1.3.1 Model size

The minimum values for model size are prescribed in 5.4.2.

Normally, models shall be as large as practical but never less than the values stated. The same model should be used for all tests related to main hydraulic performance guarantees and influence of cavitation (see 4.2). Comparative model tests shall be performed with models of the same size.

5.1.3.2 Layout and mechanical design of the model

The layout and mechanical design of the model shall comply with the specified items of testing. The following points shall be rigorously considered:

- deformations due to loading under the chosen test specific hydraulic energy shall be minimized by appropriate design and choice of material;
- moveable elements used to vary machine geometry (runner/impeller blades, guide vanes, nozzles) shall be capable of repeating and maintaining a set position;
- bearing system, shaft and stationary parts shall have sufficient rigidity to avoid contact in the labyrinth during normal operation. Blade tip and seal labyrinth clearances of less than 0,15 mm are not recommended for mechanical reasons;
- hydraulically smooth surfaces of the water passages are recommended;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- in addition to general requirements for surface conditions, great care should be given to the proper matching of joints in order to avoid any local flow separation;
- materials should be chosen to avoid oxidation and electrochemical corrosion. The water passage surfaces should remain in good condition for the test duration;
- provision shall be made for easy cleaning or repairing of water passages;
- a transparent cone or windows should be provided for observation of the flow in the runner/impeller and in the adjacent portion of the draft tube (at the low-pressure stage in case of a multistage machine);
- wherever shaft seals and shaft bearings are required to be a part of the model (e.g. multistage machines) when comparative model tests are performed, these parts are to be of identical design;
- for comparative tests of the same model, but with different runners/impellers, provisions shall be made that all runners/impellers can be tested with the same clearances and thrust balancing provisions;
- where additional data have to be measured (such as pressure fluctuations, guide vane torque, velocity distribution) the model shall permit easy installation and checks of the corresponding measuring equipment;
- when it is required to proceed to an optimization or modification of the individual component (e.g. stay vanes, guide vanes, draft tube, etc.), the model shall permit easy installation of various configurations;
- if any non-homology exists (e.g. differences in runner band/crown thickness, seal design, etc.), any analytical procedures adopted to account for these differences shall be mutually agreed.

5.1.3.3 Extent of model

The position of reference sections and the extent of the water passages from inlet to outlet to be included in the model (at least the part between the high-pressure and low-pressure reference sections) shall be clearly defined in the contract (see Figure 1 and as an example Figure 44).

All the water passages influencing the performance of the prototype, i.e. inflow and outflow conditions, should as far as possible be included in the model.

Especially for low specific hydraulic energy turbines, it is recommended that the model extends from the prototype inlet to the outlet section of the draft tube.

Upstream or downstream gate slots are not required, unless they are located between the measuring or reference sections of the machine. Information on the influence of these parts on the hydraulic behaviour of the machine may be obtained from tests in addition to the model acceptance tests.

5.1.3.4 Geometric similarity of model and prototype

5.1.3.4.1 General requirements

A basic requirement for determining prototype performance from model tests is to have geometrical similarity (homology) between model and prototype. Therefore, it is necessary to compare on both machines the geometrical dimensions and the surface finish of all components in contact with the flow.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The geometric similarity between model and prototype is to be checked in accordance with 5.2.

The model shall be geometrically similar (homologous) to the prototype in all wetted parts within the limits defined in 5.1.3.3. This also includes details that may have a measurable influence on the performance (see 5.2.9.3). However, in particular cases where some minor deviations from the similarity cannot be avoided, an agreement shall be reached to determine if the results are to be corrected.

On the prototype, any non-homology or deviations that may occur during manufacturing or installation should be evaluated and corrective measures shall be mutually agreed to reduce the influence on hydraulic performance.

All abrupt changes should be corrected. It is recommended to use at least a ratio of 1:10 to correct the transition area.

On the prototype, in addition to general requirements for surface conditions, great care should be given to the proper matching of joints for all components in contact with the flow in order to avoid any local flow disturbances.

In the case of acceptance tests on both model and prototype, the same measuring sections should be used if possible. If not possible, an agreement shall be reached to determine if the results are to be corrected.

For comparative model tests, all models should rotate in the same direction.

5.1.3.4.2 Multistage machines

Normally, the model test should be performed with the same number of stages as the prototype.

For a prototype with four or more stages, in exceptional cases, the model may be tested with a reduced number of stages, for instance a three-stage model for a four-stage prototype.

5.1.3.4.3 Labyrinth seals and thrust balancing provisions

For mechanical reasons, it may not be possible or desirable (especially for large scale ratios) for the shaft and runner/impeller seal clearances and the thrust balancing provision to be either geometrically similar or hydraulically equivalent between the model and the prototype. In such cases, seal leakage losses and thrust coefficient will differ between model and prototype. The differences shall either be negligible or be accurately estimated so that the hydraulic efficiency and the thrust of the prototype can be computed. For the evaluation of the impact on hydraulic efficiency, the transposition formulas provided by IEC 62097 can be used.

An agreement should be reached before the tests concerning the monitoring and measuring of leakage discharge q (see Figure 6) and whether or not it should be taken into account in determining machine performance.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.2 Dimensional check of model and prototype

5.2.1 General

As stated in 5.1.3.4, the geometrical similarity between model and prototype shall be checked.

To provide information on major and relevant geometric details that influence the hydraulic performance, the checking procedure and admissible tolerances are described below.

These tolerances shall be considered as maximum permissible values to ensure the geometric similarity and measurable influence on performance. In any case, these tolerances are reflecting the technical accuracy achievable in manufacturing.

Due to the improvement in manufacturing processes, it is quite common to have, by mutual agreement, more stringent homology requirements than those provided in 5.2.10.

The geometrical homology (openings, angles and waviness) becomes more consistent if the profile is entirely CNC machined as it is a common practice in the industry for runner manufacturing. The tendency is to also apply this practice to the guide vane profile.

This applies even in the case where the model is manufactured according to an existing machine and hence the prototype is the starting point of the process.

5.2.2 Explanation of terms used for model and prototype

General terms used for model and prototype:

a) individual value

The value resulting from:

– the measurement of the dimension of the same element of the same component taken at different locations (e.g. reference diameter of a runner/impeller);

or

– the measurement of the dimension of the same element of different recurrent components taken at the same location (e.g. maximum thickness of guide vanes).

b) average value

The value is the arithmetical mean value calculated from several individual values.

c) theoretical value

The design value indicated on a drawing. Corresponding model and prototype component lengths L_M and L_P are linked by the length scale ratio λ_L (see 3.4.3.10).

5.2.3 Purpose of dimensional checks

Dimensional checking:

a) ascertains the main dimensions of model and prototype;

b) checks the uniformity of model and prototype in their recurrent components, i.e. compares the relative deviation between the individual values and the corresponding average value. The permissible maximum deviations are given in the "uniformity tolerance" columns of the table in 5.2.10;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

c) checks the geometrical similarity between prototype and model, i.e. compares the relative deviation between the average prototype value and the corresponding average model value scaled up by λ_L. The permissible maximum deviations are given in the "similarity tolerance" columns in the table in 5.2.10. This includes verification of the relative position between all the components compared with each other, e.g. on assembled runners: blade relative to crown and band, blade opening at the trailing edge and leading edge (see 5.2.4);

d) compares the measured geometrical shape or 3-D profile with the theoretical geometry, e.g. single blades before assembly.

5.2.4 General rules

At the contract stage, the methods used for the dimensional check shall be mutually agreed. If this has been omitted, an agreement shall be made before the acceptance model test at the latest.

In practice, the reduced scale physical model is compared with the design values to fulfil similarity requirements. However, the actual similarity shall be fulfilled between the reduced scale model and the physical prototype. During the dimensional check of the prototype, the reduced scale model data shall be used as reference.

As the prototype is usually not physically available at the time of model testing, a comparison with design values is sufficient.

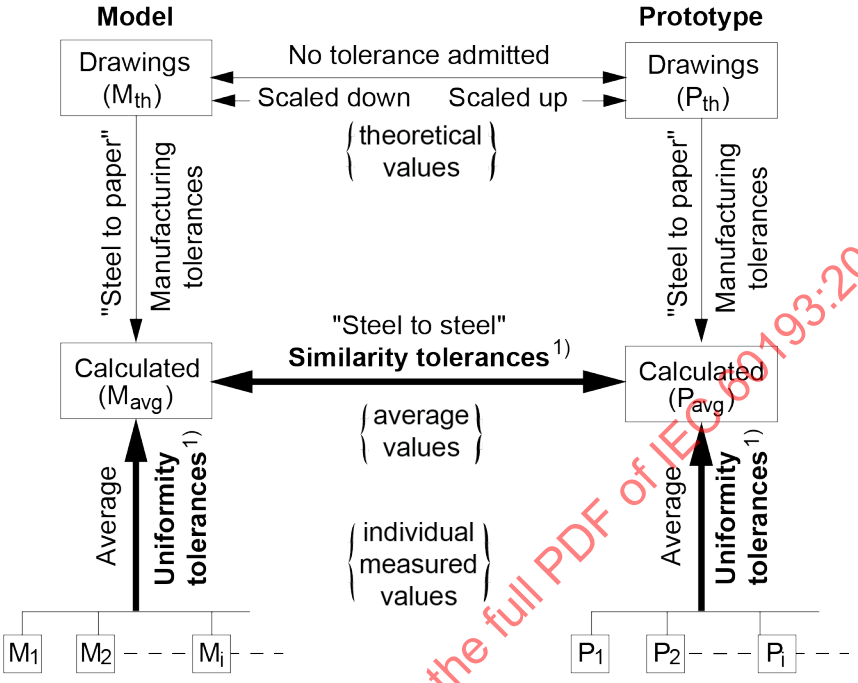
If the measured deviation between the physical model and the theoretical design exceeds half of the allowed maximum tolerance (see 5.2.10), the prototype shall be manufactured in a way that the total deviation stays within this tolerance. Furthermore, the prototype manufacturing tolerance shall be revised accordingly. Addition of tolerances to the theoretical design is not permissible. Alternatively, the manufacturer is allowed to revise the prototype manufacturing dimensions to be in accordance with the average value measured during the acceptance model test.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.2.5 Procedure

5.2.5.1 Geometrical tolerances to consider

Figure 8 illustrates schematically the application of the geometrical tolerances given by this document, on individual and average values of model and prototype.



1) Numerical values of similarity tolerances and uniformity tolerances are given in 5.2.10.

Figure 8 – Procedure for dimensional checks, comparison of results "steel to steel" and application of tolerances for model and prototype

5.2.5.2 Uniformity of model and prototype components

By comparing the measurement of individual values with the corresponding average value, it is possible to determine if the uniformity requirements of model and prototype components have been met.

If the uniformity requirement is not fulfilled, agreement shall be reached on what components are to be corrected or remanufactured.

In the case where the difference between the average value and the theoretical value is outside the uniformity tolerance, it shall be agreed whether the theoretical value or the geometry of the component shall be corrected.

Where spot-checks are performed, i.e. when not all recurrent components or dimensions are checked, it may be agreed that the individual values are compared directly with the theoretical value.

5.2.5.3 Geometric similarity between prototype and model

By comparing the corresponding average values of model and prototype and considering the similarity tolerances as given by this document (see 5.2.10) or as per contract requirements, it can be determined whether the geometric similarity requirement has been met. If agreed, the corresponding theoretical values may be substituted for the average values.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

If the deviations are greater than the similarity tolerances, further steps shall be agreed which could include a new test with the corrected model.

The theoretical prototype dimensions shall have significant digits that comply with the dimensional tolerance.

For some dimensions (e.g. overall dimensions) which are difficult to measure on the model and/or prototype, it may be agreed that, instead of average values of model and/or prototype, theoretical values can be used for comparison, provided that the sum of manufacturing and installation tolerances is less than the similarity tolerance.

5.2.6 Application for different types of machines

For turbines, dimensional tolerances are listed for Francis, Kaplan and Pelton turbines.

The tolerances for Francis turbines apply also to diagonal flow machines with fixed blades.

The tolerances for Kaplan turbines apply also to diagonal flow machines with adjustable blades (Dériaz turbines), and to axial flow machines with fixed or adjustable blades (propeller, tubular, etc.).

The tolerances for Pelton turbines can be adapted to inclined jet impulse turbines.

For pumps and pump-turbines, dimensional tolerances are given for centrifugal, mixed flow and axial machines.

5.2.7 Methods

5.2.7.1 General

To measure the shape and check the homology of the runner/impeller, individual profiles of the model and prototype runner blades, guide vanes and stay vanes, as well as assembled runners/impellers with fixed blades shall be measured using CMM (coordinate measuring machines), optical measuring systems, templates, etc.

To check absolute positioning of the blades on assembled runners/impellers, templates or equivalent methods should be used.

For witness tests on model runners/impellers, if CMM is used and the dimensional check according to 5.2.10 are within tolerances, it is only necessary to check two adjacent blades. The measured profile should then be graphically compared with the theoretical design.

CAD geometry and coordinates of hydraulic design check points are the intellectual property of the manufacturer. The manufacturer is not required to give the CAD geometry and/or the coordinates to the purchaser.

To protect the confidentiality and the intellectual property of the hydraulic design, the manufacturer shall report only the differences between the measured and the theoretical profile.

If further checks are required on either the model or prototype, the number, the coordinates of the check points and their storage format shall be defined by mutual agreement.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Considering the manufacturing and measuring methods of the runner/impeller, the manufacturer shall propose the most appropriate method and location of checking in agreement with the purchaser to demonstrate the geometric similarity between prototype and model.

Figure 9 to Figure 19 give examples showing schematically the location and extent of the geometric checking. However, the checking procedure is neither limited to the given examples nor does it mean that all of these dimensions should be checked.

When a length cannot be measured directly, e.g. if a point of intersection is covered by a fillet, the measurement shall be made according to an agreed upon procedure.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

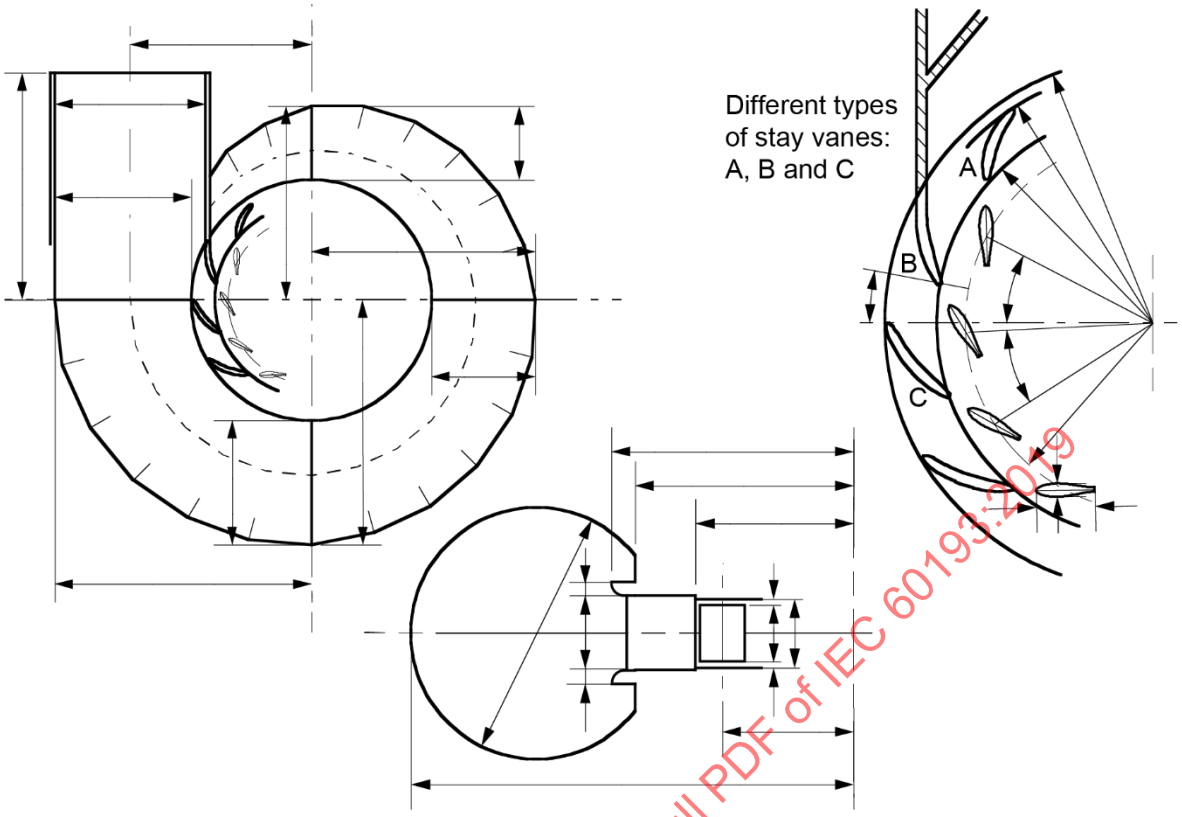


Figure 9 – Example of spiral case and distributor dimensions to be checked

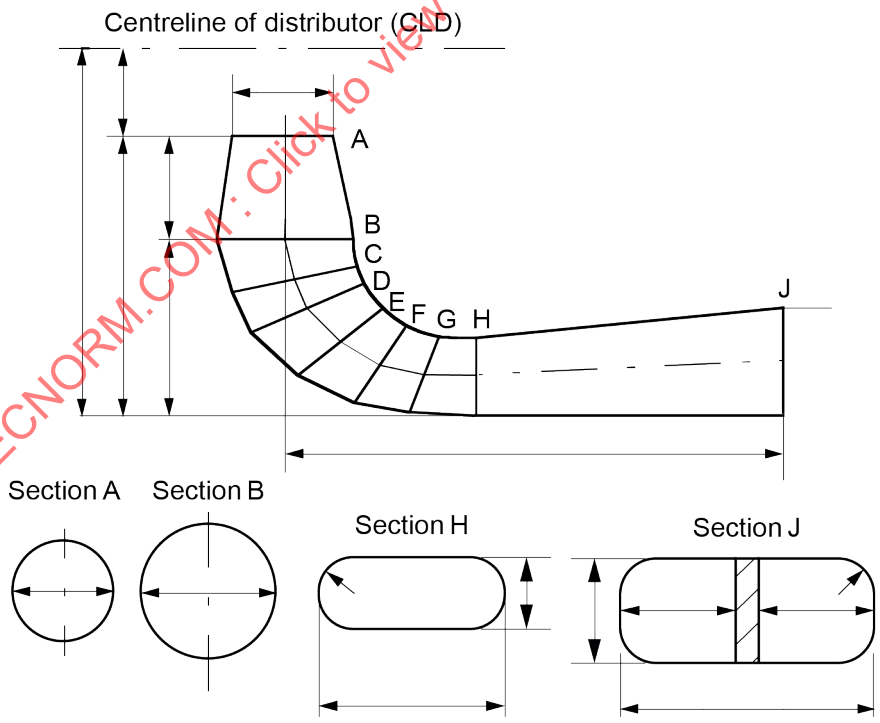


Figure 10 – Example of draft tube dimensions to be checked

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

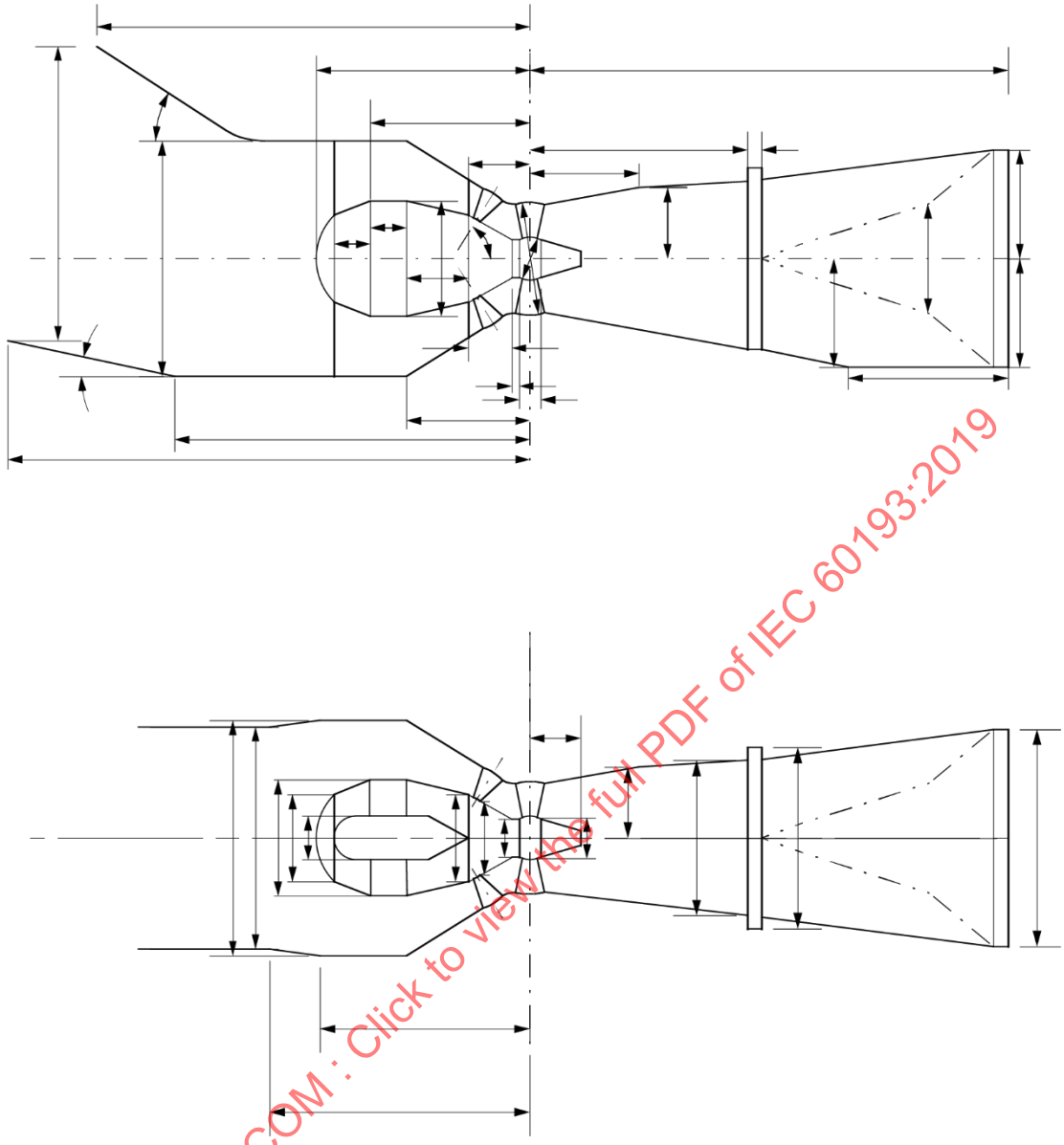
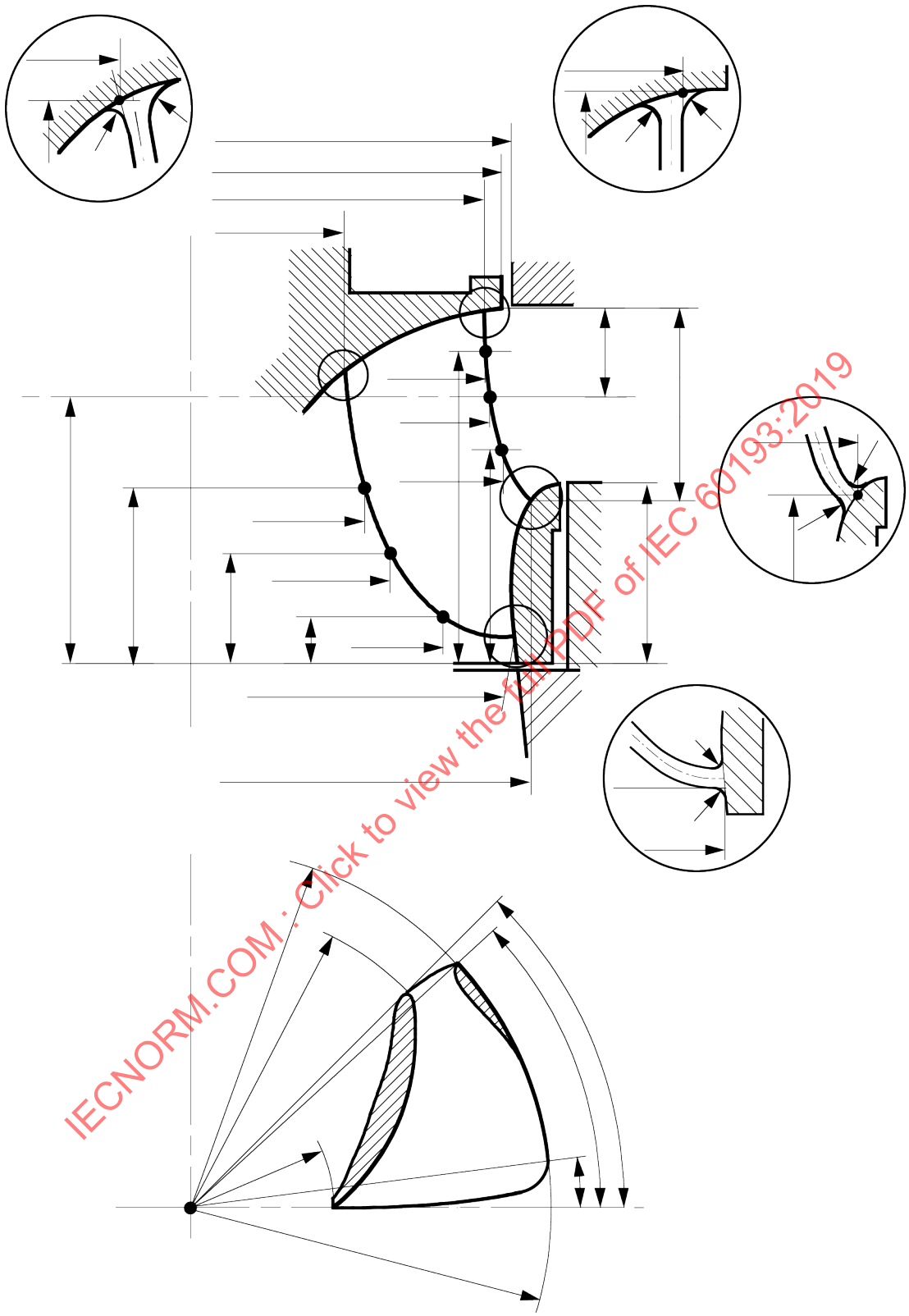


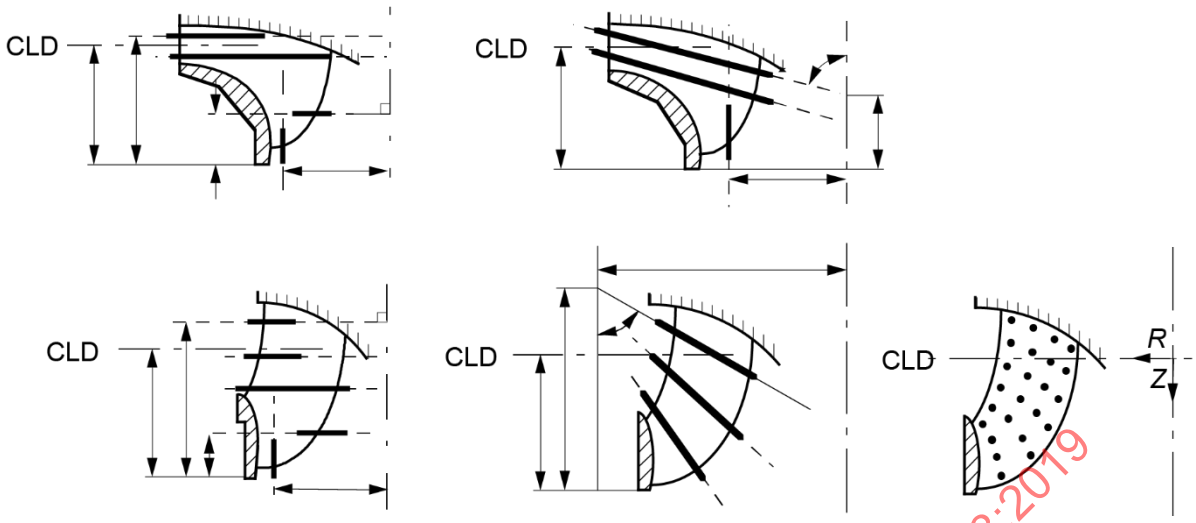
Figure 11 – Example of the dimensions to be checked on a bulb unit

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 12 – Example of the dimensions to be checked on the runner/impeller of a radial flow machine



(CLD: Centreline of distributor)

Figure 13 – Runner/impeller of radial flow machine: examples of locations for blade profile measuring sections for templates or measuring points for CMM

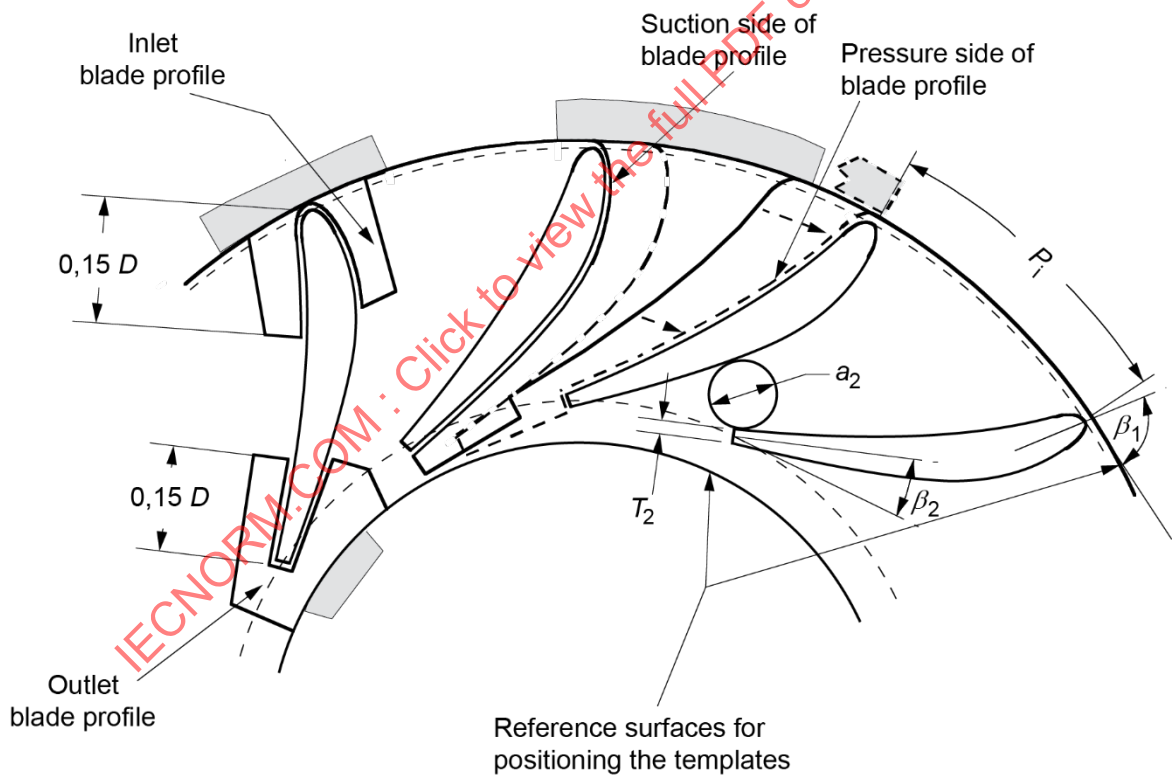


Figure 14 – Runner/impeller of radial flow machine: check of outlet width and blade profiles by means of templates as illustrated on a Francis runner

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

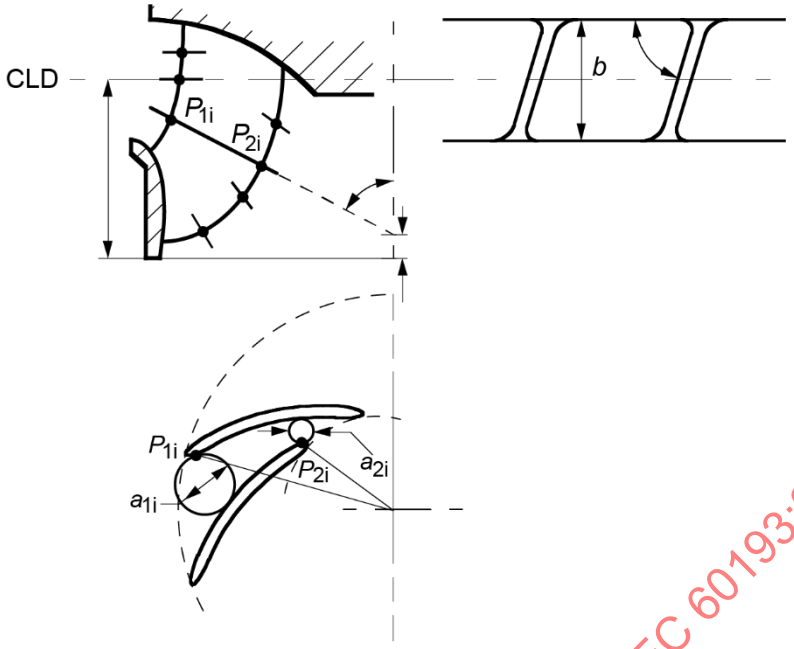


Figure 15 – Runner/impeller of radial flow machine: check of inlet and outlet widths between blades (example of a pump-turbine runner)

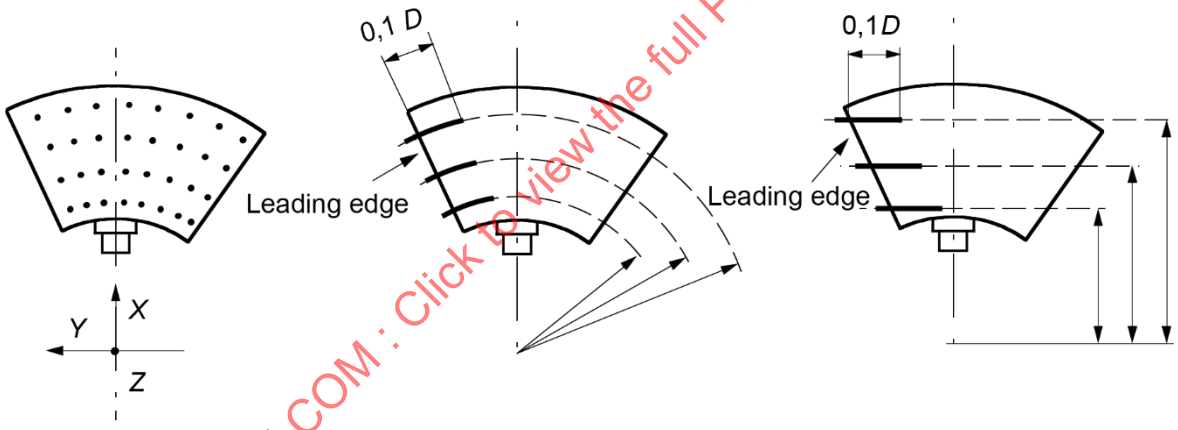


Figure 16 – Runner/impeller of axial flow machine: example of locations for blade profile measuring sections for templates or measuring points for CMM

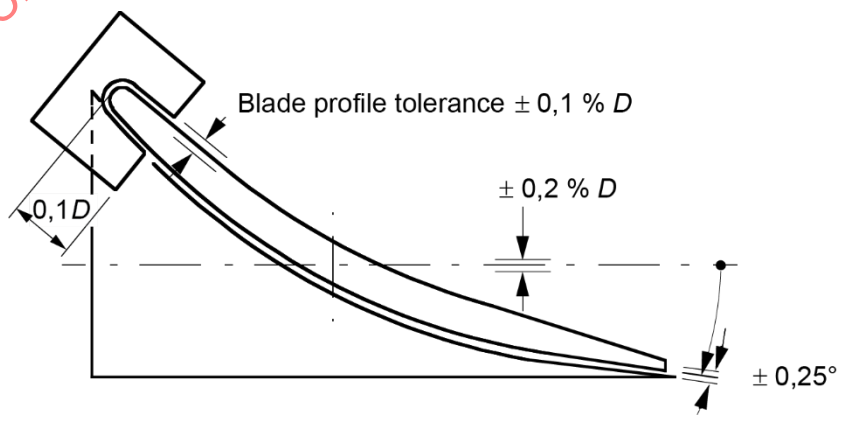
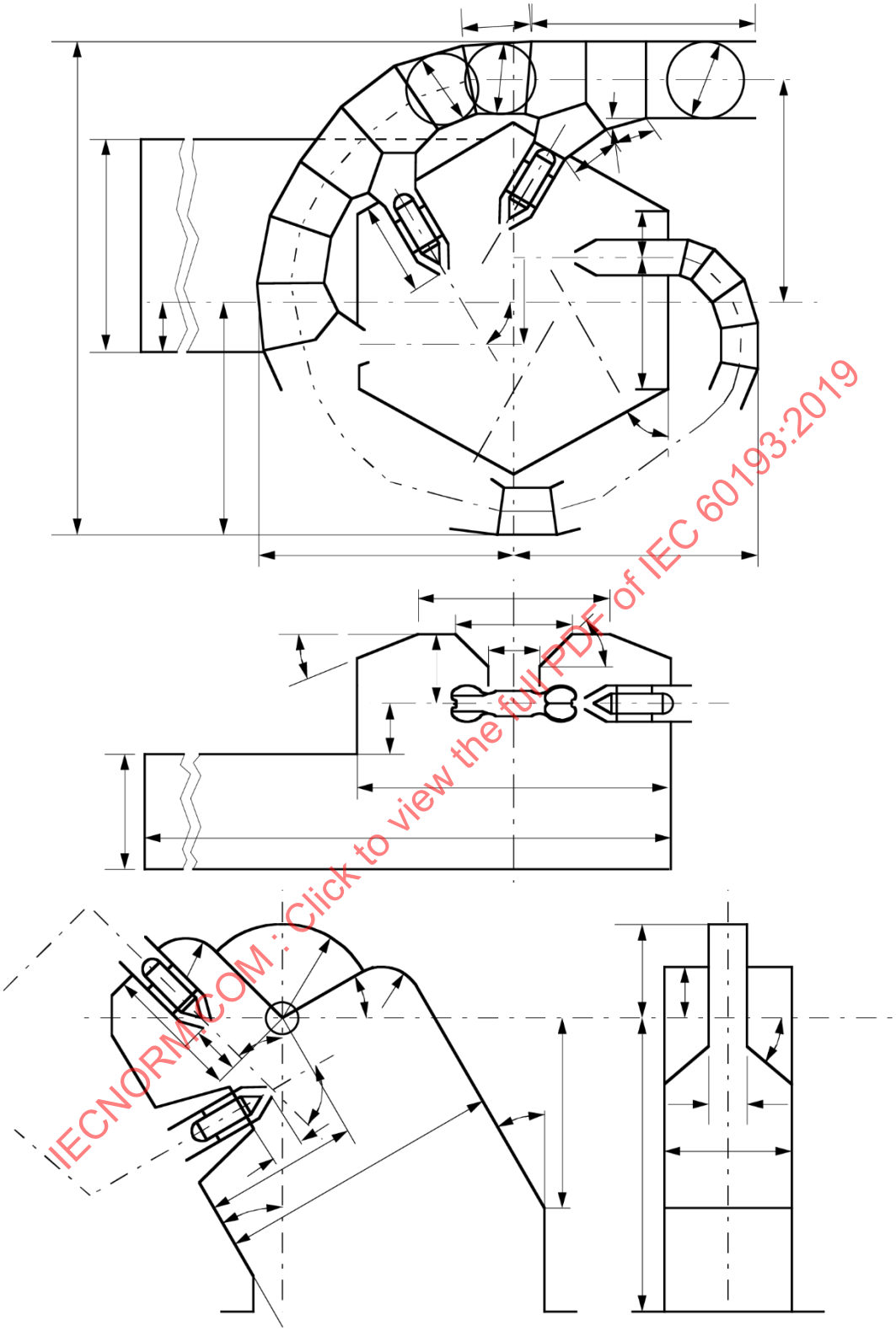


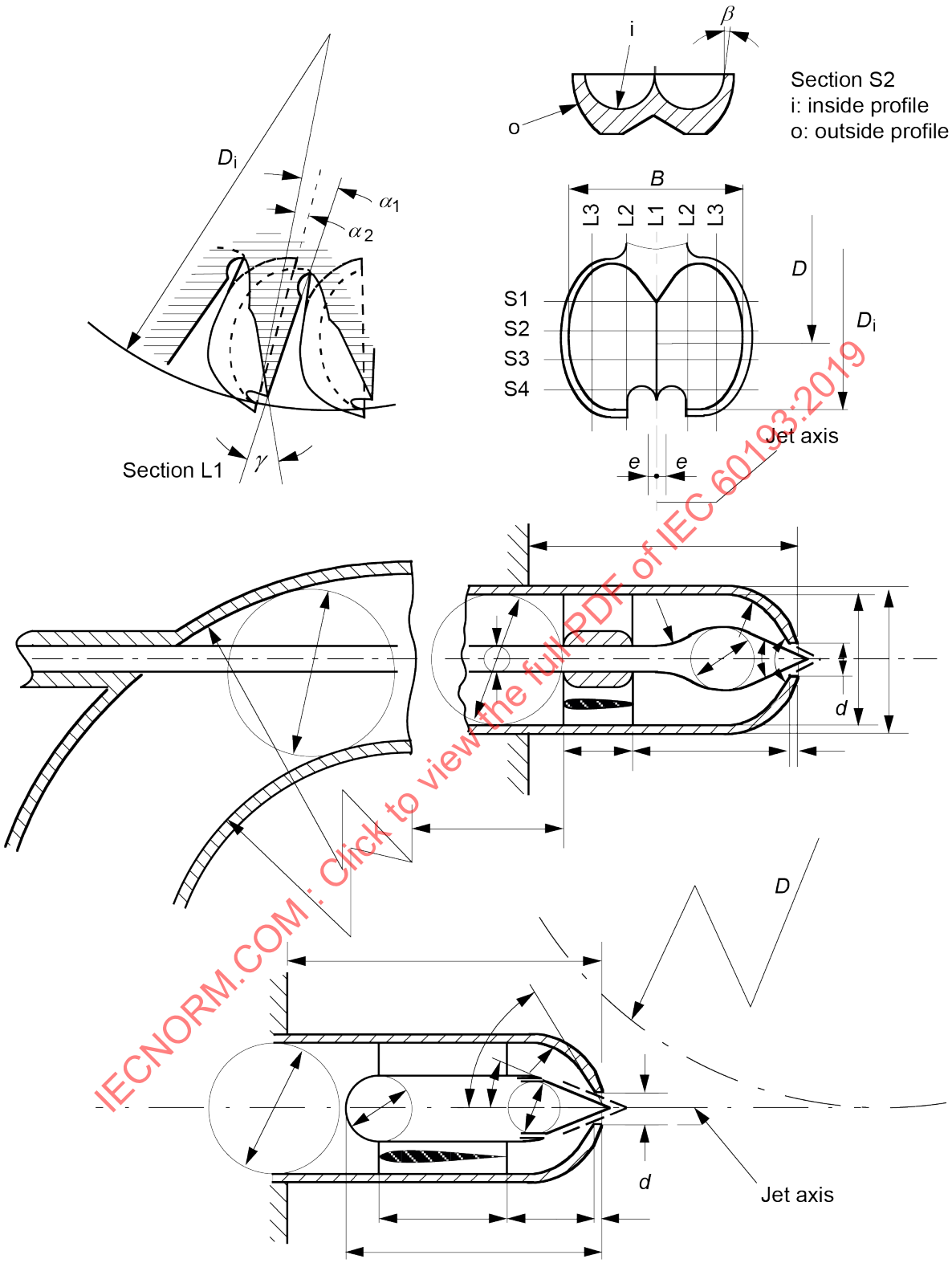
Figure 17 – Runner/impeller of axial flow machine: definition of blade adjustment and of blade profile tolerances

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 18 – Pelton turbine: example of dimensions to be checked on the distributor and the housing of vertical and horizontal shaft machines



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 19 – Pelton turbine: example of dimensions to be checked on the buckets and nozzles

5.2.7.2 Geometrical measurements using templates

The geometrical homology between model and prototype can be checked using templates. The templates should be homologous in size, offset and positioning between the prototype and the model. However, it shall be considered that it can be difficult to position the templates depending on the component.

5.2.7.3 Geometrical measurements using coordinate measurement machines (CMM)

Coordinate measuring machines are based on different methods and technologies. They can be classified by the type of the probe support system (e.g. bridge type, articulated arm), the probe type (e.g. mechanical, optical/scanner) or the type of control (e.g. manual, numerical). Regardless of type, all CMM machines supply a large number of 3-D coordinate points that are recorded in a data file and then processed with dedicated software.

The measured data can be processed in several ways; for example, if mechanical probes with spheres are used, the measured centre point of the probe is corrected with the sphere radius. For these tasks, dedicated software is available with the CMM.

Prior to the dimensional check, a preliminary check of the certificated CMM shall be performed with a calibrated standard.

To check the homology by CMM, the relevant CAD part of the theoretical design shall be used. Therefore, the purchaser shall be able to check that the same CAD geometry is used during the model and the prototype homology check. To protect the Intellectual Property (IP) of the manufacturer, the following methods can be used:

a) CMM template mode:
   - In general, three sections are required except for radial runners/impellers where three sections at the inlet and three at the outlet are required (see Figure 13). Absolute coordinates of a total of approximately 100 points are given to the purchaser.

b) CMM mapping mode:
   - Arbitrary number of points is measured on the model;
   - ASCII (text) file with coordinates is stored and digitally signed with officially verified algorithm (like NIST FIPS 180-4 or SHA-3) or kept in a sealed envelope;
   - The manufacturer shall supply the purchaser with results presenting the deviations from the theoretical hydraulic design;
   - During the check of the prototype, the ASCII file with the coordinates is used to demonstrate that the CAD geometry used is the same as during the model check (except that the values shall be scaled from model to prototype).

These methods provide only some examples of how to protect the confidentiality of the theoretical design of the manufacturer. The list of examples is not complete and any procedure mutually agreed upon can be used.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.2.8 Accuracy of measurements

As a detailed description of methods and measuring accuracies goes beyond the purpose of this document, the following recommendations are given:

- A detailed description of the used instrument together with a description of the assorted accuracy and repeatability shall be given;
- The total error consists of the error caused by the coordinate system positioning, plus the systematic error of the measuring instrument and the random error;

- A best fit of data computed by CMM can only show if the surface of a single component itself is according to the drawing, but does not guarantee that the component be positioned correctly in the 3-D space or relative to other components (e.g. axial blade relative to hub or Francis runner blade relative to axis or adjacent blade).

5.2.9 Dimensions of model and prototype to be checked

5.2.9.1 General

The dimensions of all significant components defining the water passages shall be checked to an extent agreeable to the parties concerned.

The relevant dimensions and tolerances for turbines, pumps and pump-turbines are defined in 5.2.10. When a location is defined by more than one dimension, the tolerance applies to only the most relevant dimension. Whenever possible, the dimensions of the wetted water passage shall be used.

A check of geometric similarity comprises both:

a) a check on the homology of the individual components before assembly. For practical reasons the dimensions shall refer to the component itself;

b) a check on the homology of the whole machine, i.e. with the components assembled. The relevant overall dimensions usually refer to the runner axis and/or to the centreline of the distributor. Special attention shall be paid to water passages formed by the transition between adjacent components, stationary or rotating, for which no general value of tolerance can be prescribed in this document.

In 5.2.9, the permissible maximum deviations refer either to the corresponding scaled model average value or to the following reference dimensions:

T maximum thickness of guide vanes (T'), stay vanes (T'') or runner blades (T) for each measuring section;

D reference diameter (see Figure 3);

P_i blade pitch at high specific hydraulic energy side for radial runners/impellers (see Figure 14);

d nozzle orifice diameter (see Figure 19);

B maximum inside width of runner bucket (see Figure 19);

a_1, a_2 opening between two adjacent blades at high-pressure and low-pressure side of the runner/impeller (see Figure 2, Figure 14, and Figure 15). The opening can be defined either on a blade profile measuring section or as the distance from a given point of the blade edge to the adjacent blade surface.

The terms used in the following subclauses to indicate the various components of hydraulic machines are defined in IEC TR 61364.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.2.9.2 Main wetted components

5.2.9.2.1 Reaction turbines

5.2.9.2.1.1 General

The main components to check:

- the principal dimensions of the spiral and semi-spiral casing (or intake in the case of a tubular turbine), the stay ring, the distributor, the draft tube and if necessary the space between runner and head cover (see for example Figure 9, Figure 10 and Figure 11);
- the principal dimensions of the runner including inlet and outlet diameters, inlet height, runner band and crown, and hub in case of Kaplan turbine runners (see Figure 11 and Figure 12);
- the number of runner blades, guide vanes and stay vanes;
- the form of the runner water passages and of the guide and stay vanes, including the maximum thickness of stay vanes, guide vanes and, if applicable, of the runner blades;
- the seal and blade tip clearances of runner and end clearances of guide vanes;
- the surface roughness of all components of the machine (see 5.2.11.3);
- the waviness of runner blades, crown, band, hub, bottom ring, guide vanes and stay vanes, usually only relevant for prototype (see 5.2.11.2).

5.2.9.2.1.2 Francis turbine runner

The blade inlet profile shall be checked at a minimum of two sections for low specific speed turbines and at three sections for high specific speed turbines. The inlet section shall extend along both sides of the blade from the leading edge to a distance from 0,10 to 0,15 of the reference diameter *D*, depending on specific speed and profile length. See Figure 13 and Figure 14 for examples.

The entire blade profile, from leading to trailing edges, shall be measured, if possible, depending on the runner specific speed, a minimum of one section or over the whole surface See Figure 13 and Figure 14.

Blade leading edge angles shall be checked at the same sections as for leading edge profiles. The leading edge angle can be measured, for example, by using a template along the blade extending from the leading edge to a distance from 0,10 to 0,15 of the reference diameter *D,* depending on specific speed and profile length. The template shall be located to give the best fit to both sides of the blade simultaneously. See Figure 14.

Blade outlet profiles shall be measured at a minimum of three sections. The outlet section shall extend from the trailing edge along both sides of the blade to a distance from 0,10 to 0,15 of the reference diameter *D*, depending on specific speed and profile length. See Figure 14.

The location of the runner leading and trailing edges shall be checked at a minimum of three points. See Figure 12.

Outlet opening between blades shall be checked at a minimum of four points on each blade See Figure 14 and Figure 15.

For fabricated prototype runners assembled by welding of prefabricated components, it may be agreed that the check of blade profiles can be made prior to assembly, i.e. after having

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

completed machining of the individual blades. After assembly, it is sufficient to check the blade position (e.g. as outlined in Figure 12), the fillets, the outside diameters and the outlet opening.

5.2.9.2.1.3 Axial turbine runner – fixed and adjustable blades

Blade profiles shall be measured at a minimum of three sections along the entire profile (either along cylindrical or plane sections), on both the pressure and suction sides of the blade or on the whole surface (see Figure 16).

The leading edge profile shall extend along both sides of the blade from the leading edge to a distance of 0,10 of the reference diameter *D*. In making these checks, the best fit between blade and each reference profile can be obtained by rotating the reference profile, provided the angular and axial adjustment do not exceed the values defined in 5.2.10 compared with the theoretical location of the reference profile. These adjustments shall be allowed only once for each blade and all check measurements shall be made in this position on both the pressure side and the suction side of the section considered. See Figure 17.

With the blades mounted in the hub, the inclination of the blades with respect to each other shall be checked. For this purpose, the inclination of the outer measured profiles shall be compared. The difference of recorded blade angles shall not exceed ±0,25°.

5.2.9.2.1.4 Centrifugal and mixed-flow runner/impeller

The requirements for centrifugal and mixed-flow runners/impellers are, for convenience, expressed in terms of a single-flow single-stage machine operating as a pump. For double-flow and multi-stage machines, additional measurements shall be taken of all inlets and stages.

Blade leading edge profiles shall be measured at a minimum of three sections. The leading edge profile shall extend along both sides of the blade from the leading edge to a distance from 0,10 to 0,15 of the reference diameter *D*, depending on specific speed and profile length. See Figure 14.

Blade trailing edge profiles shall be checked at a minimum of two sections for low specific speed machines and at three sections for high specific speed machines. The trailing edge section shall extend along both sides of the blade from the trailing edge to a distance of 0,10 to 0,15 of the reference diameter *D*, depending on specific speed and profile length. See Figure 13 and Figure 14.

The entire blade profile, from the leading to trailing edges, shall be measured at a minimum of one section, if possible, depending on the runner/impeller specific speed or on the whole surface. See Figure 13 and Figure 14.

Blade leading edge angles shall be checked at the same sections as for leading edge profiles. The leading edge angle can be measured, for example, by using a template along the blade extending from the leading edge to a distance from 0,10 to 0,15 of the reference diameter *D*, depending on specific speed and profile length. The template shall be located to give the best fit to both sides of the blade simultaneously.

The positions of the runner/impeller leading and trailing edges shall be checked at a minimum of three points. See Figure 12.

The inlet opening between blades shall be checked at three locations on each blade. See Figure 15.

For the outlet section of the runner/impeller, the following procedure should be applied (see Figure 13 and Figure 15):

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- measurement of blade trailing edge profile at two or more sections depending on specific speed;
- measurement of the height (*b*) between shrouds of the individual blade passages for runner/impeller;
- determination of the outlet opening (*a*) where the maximum inscribed circle is tangential to the pressure and suction sides at the outlet.

For fabricated prototype runners assembled by welding of prefabricated components, it can be agreed that the check of blade profiles be made prior to assembly, i.e. after having completed machining of the individual blades. After assembly, it is sufficient to check the blade position, the fillets and the outlet openings. See Figure 12.

5.2.9.2.1.5 Axial flow runner/impeller

The blade profiles shall be checked using the same procedure given in 5.2.9.2.1.3 for axial turbine runners – fixed and adjustable blades.

5.2.9.2.2 Impulse turbines

5.2.9.2.2.1 General

The main componenents to check:

– the principal dimensions of the runner, manifold, housing and nozzles (see Figure 18);
– the number of buckets;
– the form of buckets, nozzles and needles (see Figure 19);
– the alignment of the jets to the runner;
– the surface roughness and waviness of the buckets, nozzles and needles (usually only relevant for the prototype) (see 5.2.11.2 and 5.2.11.3).

5.2.9.2.2.2 Pelton turbine runner

The profile of each bucket shall be checked at a minimum of four transverse and four longitudinal sections or on the whole surface. See Figure 19.

The discharge angle β of each bucket shall be checked at four points on each side. See Figure 19.

The form of the cutout, the angle γ of the back of the cutout, the splitter edge and the bucket inclination α shall be checked on each bucket. See Figure 19.

The bucket inside width and profile shall be checked.

The bucket outside profile shall also be checked. To ensure that the interference between the jet and the bucket on the prototype is always less than that on the model, the tolerances of the outside profile shall be applied to the bucket discharge area which can influence this interference. See 5.2.10.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.2.9.2.3 Pumps and pump-turbines

The main componenents to check:

- the principal dimensions of the casing, diffuser, suction pipe and space between runner/impeller and head cover when necessary (see Figure 9 and Figure 10);
- the principal dimensions of the runner/impeller including inlet and outlet diameters, outlet height, runner/impeller band and crown (see Figure 12 and Figure 15);
- the number of runner/impeller blades, diffuser vanes/guide vanes and stay vanes;
- the form of the runner/impeller water passages and of the diffuser vanes/guide vanes and stay vanes, including the maximum thickness of stay vanes, diffuser vanes and runner/impeller blades;
- the seal and blade tip clearances of the runner/impeller and end clearances of guide vanes, if any;
- the surface roughness of all components of the machine (see 5.2.11);
- the waviness of diffuser vanes, guide vanes if any, and runner/impeller blades (usually only relevant for the prototype) (see 5.2.11).

5.2.9.2.4 Guide vanes

For a cylindrical distributor arrangement, the profile shall be measured at a minimum of one section and, for a conical design, at a minimum of two sections.

5.2.9.2.5 Clearances

The runner/impeller seal clearances, blade tip clearances and guide vane end clearances on reaction turbines shall be checked.

The prototype clearances shall not exceed the model clearances transposed to the prototype scale.

The possible influence of the pressure on the guide vane end clearance should be considered for model and prototype.

The extension (length) of the prototype runner/impeller seals shall not be smaller than that of the model transposed to the prototype scale.

5.2.9.3 Other geometric details

The modelling of small geometric details shall always be in line with their hydraulic relevance and its impact on hydraulic performance.

In intake structures and in the draft tube between the elbow and the low-pressure end of the machine, holes (e.g. connections for drains) and grooves of less than 2 % of the runner reference diameter can be neglected.

In case that the gate slots shall be modelled, their position shall be tolerated as shown in 5.2.10. For the inner dimensions (slot depth and width), a tolerance of ±2 % of the runner reference diameter shall be applied.

5.2.10 Permissible maximum deviations in geometrical similarity between prototype and model for turbines, pumps and pump-turbines

In Table 1, the following points apply:

- these tolerances apply to machines with prototype reference diameter greater than 3 m;
- the reference value is taken to be scaled model average ($\lambda_L L_M$), unless otherwise indicated;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- where the blade surface is sufficiently defined, the independent determination of angles can be omitted;
- if a complete blade profile is provided, the maximum blade thickness *T* is not required;
- in certain cases, it may be appropriate to agree upon increased tolerances for the trailing edge dimensions (e.g. some radii shown in Figure 12) while maintaining the required tolerances for outlet width;
- if IEC 62097 is used, different tolerances for clearances have to be applied.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table 1 – Permissible maximum deviations *(1 of 3)*

		Permissible maximum deviation		
		Uniformity tolerance		Similarity tolerance
		Model	Prototype	Prototype/Model
	Reference value	Individual value to average value	Individual value to average value	Prototype average value to scaled model average value ($L_P - \lambda_L L_M$)/(reference value)
Principal dimensions of hydraulic passages				
Metallic or concrete water passages (casing, draft tube, etc.)	Average value	±2 %	±2 %	±1 %
Abrupt changes (steps) in metallic or concrete passages (casing, draft tube, etc.) from shifting formwork, interface, etc.	D	≤ 0,2 %	≤ 0,1 %	≤ 0,1 %
Stay ring diameters	Average value	±1 %	±1 %	±1 %
Height of stay ring/diffuser	Average value	±2 %	±2 %	±2 %
Length of stay vanes/diffuser vanes	Average value	±2 %	±2 %	±2 %
Maximum thickness of stay vanes T''	Average value	±5 %	±8 %	±5 %
Profile of stay vane/diffuser	T''	±3 %	±5 %	±3 %
Baffle plate or stay ring edge profile (top and bottom) for "Piguet" type	T''	±3 %	±5 %	±3 %
Guide vane pitch circle diameter	Average value	±0,2 %	±0,2 %	±0,2 %
Distributor height	Average value	±0,3 %	±0,3 %	±0,2 %
Maximum thickness of guide vanes T'	Average value	±5 %	±5 %	±5 %
Guide vane profile	T'	±3 %	±5 %	±3 %
Maximum guide vane opening	Average value	±1,5 %	±2 %	≥ 0
Relative angular position between stay vanes	N/A	N/A	N/A	±1°
Relative position between stay vanes and guide vane pivot axis	N/A	±1°	±1°	±1°

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table 1 *(2 of 3)*

		Permissible maximum deviation		
		Uniformity tolerance		Similarity tolerance
		Model	Prototype	Prototype/Model
	Reference value	Individual value to average value	Individual value to average value	Prototype average value to scaled model average value ($L_P - \lambda_L L_M$)/(reference value)
Clearances				
Seal clearance	Average value	±50 %	±50 %	≤ 0
Seal clearance length	Average value	-	-	≥ 0
Blade tip clearance	Average value	±50 %	±50 %	≤ 0
Guide vane end clearances	Average value	±50 %	±50 %	≤ 0
Francis turbine runners, radial runners/impellers and diagonal runners with fixed blades				
Blade profile: inlet and outlet edges remaining part of the surface	 *D* *D*	 ±0,1 % ±0,2 %	 ±0,1 % ±0,2 %	 ±0,1 % ±0,2 %
Pitch of the blade high-pressure edge P_i (Figure 14)	*D*	±0,2 %	±0,5 %	-
Angle β_1 (Figure 14)	N/A	±1,5°	±1°	±1°
Angle β_2 (Figure 14)	1	±1°	±1,3°	±1°
Outlet opening *a*	Average value	±2 %	$^{+3,5}_{-2}$ %	$^{+2}_{-1}$ %
Maximum blade thickness *T*	Average value	$^{+3}_{-6}$ %	$^{+5}_{-8}$ %	$^{+3}_{-6}$ %
Blade thickness near the outlet edge	Average value	±15 %	±15 %	±15 %
Inlet and outlet diameter and other runner dimensions	*D*	±0,25 %	±0,5 %	±0,25 %
Axial turbine runners (fixed and adjustable blades), diagonal adjustable blades, axial flow runners/impellers				
Blade profile	*D*	±0,1 %	±0,1 %	±0,1 %
Inlet edge profile	*D*	±0,1 %	±0,1 %	±0,1 %
Maximum blade thickness *T*	Average value	$^{+3}_{-6}$ %	$^{+5}_{-8}$ %	$^{+3}_{-6}$ %
Blade thickness near the outlet edge	Average value	±15 %	±15 %	±15 %
Discharge ring diameter *D*	Average value	±0,1 %	±0,1 %	±0,2 %
Other runner dimensions	*D*	±0,25 %	±0,5 %	±0,25 %
Angular difference of the profile	1	±0,25°	±0,25°	±0,25°
Axial adjustment of the profile	*D*	±0,2 %	±0,2 %	±0,2 %
Maximum blade angle	1	±0,25°	±0,25°	≥ 0°

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table 1 *(3 of 3)*

		Permissible maximum deviation		
		Uniformity tolerance		Similarity tolerance
		Model	Model	Prototype/Model
	Reference value	Individual value to average value	Individual value to average value	Prototype average value to scaled model average value (L_P – $\lambda_L L_M$)/(reference value)
Pelton turbines				
Needle and nozzle diameter	*d*	±0,3 %	±0,3 %	±0,3 %
Needle and nozzle profile	*d*	±0,1 %	±0,1 %	±0,1 %
Nozzle angle	1	±0,5°	±1°	±1°
Needle angle	1	±1°	±2°	±1°
Bucket inside width *B*	Average value	±0,3 %	$^{+0,8}_{-0,5}$ %	$^{+0,8}_{-0,5}$ %
Bucket outside profile	*B*	±0,5 %	$^{+1}_{-0,8}$ %	$^{+1}_{-0,8}$ %
Bucket inside profile	*B*	±0,5 %	±0,5 %	±0,5 %
Bucket inclination α	1	±1°	±1°	±1°
Bucket discharge angle β	1	±1°	±1°	±1°
Cut-out profile	*B*	±1 %	±1 %	±1 %
Angle γ of face at the back of cut-out	1	±1°	$^{+0}_{-3}$ °	$^{+0}_{-3}$ °
Jet circle diameter *D*	Average value	±0,2 %	±0,2 %	±0,2 %
Offset of jet to runner *e*	*B*	±0,5 %	±0,5 %	±0,25 %
Alignment of jet to runner δ	1	±0,5°	±0,5°	±0,5°
Bucket pitch at outer diameter	*B*	±1 %	±1,5 %	-
Diameter D_i (Figure 19)	*D*	±0,3 %	±0,3 %	±0,2 %

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.2.11 Surface waviness and roughness

5.2.11.1 Definitions

5.2.11.1.1 Waviness

Waviness is the deviation of a surface profile from a smooth design curve. Waviness is expressed as the ratio of maximum deviation to distance over which the deviation from the smooth curve occurs. This is the ratio *X/U* of Figure 20. A flexible stick that readily conforms to the blade shape is an example of a tool that can be used to evaluate waviness. In order to distinguish waviness from surface roughness, *U* should be not less than 50 mm. The point of maximum deviation *X* should be in the middle third of *U*.

Bumps on the surface are more difficult to assess than hollows. However, bumps are typically easier to correct.

5.2.11.1.2 Surface roughness

Surface roughness is the characteristic quality of the surface due to small departures from its general form such as those produced by the cutting action of tool edges, abrasive grains, feed of the machine, coating and painting or originally produced by the fabrication (welding) process.

It is characterized by the roughness criterion *Ra* (arithmetic mean deviation of the assessment profile) as defined in ISO 4287:1997.

5.2.11.2 Waviness requirements

To fulfill geometrical homology requirements, prototype waviness shall be measured and the maximum permissible values are listed below.

The whole surface of the main wetted components as described in 5.2.9.2 shall be checked to establish that profiles are smooth continuous curves with a waviness value of less than ± 0,02. On surfaces subject to cavitation, the waviness value shall be less than ± 0,01.

For surfaces having a profile variation with contact points distance between 10 mm and 50 mm, acceptable waviness shall be less than ± 0,02. It is important to highlight that the waviness criteria as defined is used to evaluate a continuous surface after machining and grinding. This excludes any waviness that is part of the design profile.

In the case of CNC machined components, the accuracy of the manufacturing process with a waviness value of less than ± 0,004 and ± 0,002 for surfaces subject to cavitation should be achievable. A fully controlled machining process (for example, by limiting the scallop height to 0,2 mm between two adjacent passes) should assure a smooth continuous profile within the recommended waviness values after grinding.

For waviness measurement, typical minimum distance between contact points between two peaks should not be less than 10 mm. If the contact point distance is less than 10 mm, then the waviness measurement should be replaced by roughness measurement.

Waviness criteria should never be used to assess holes, defects, porosity, lack of material, any abrupt changes in surface profile or matching of joints.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

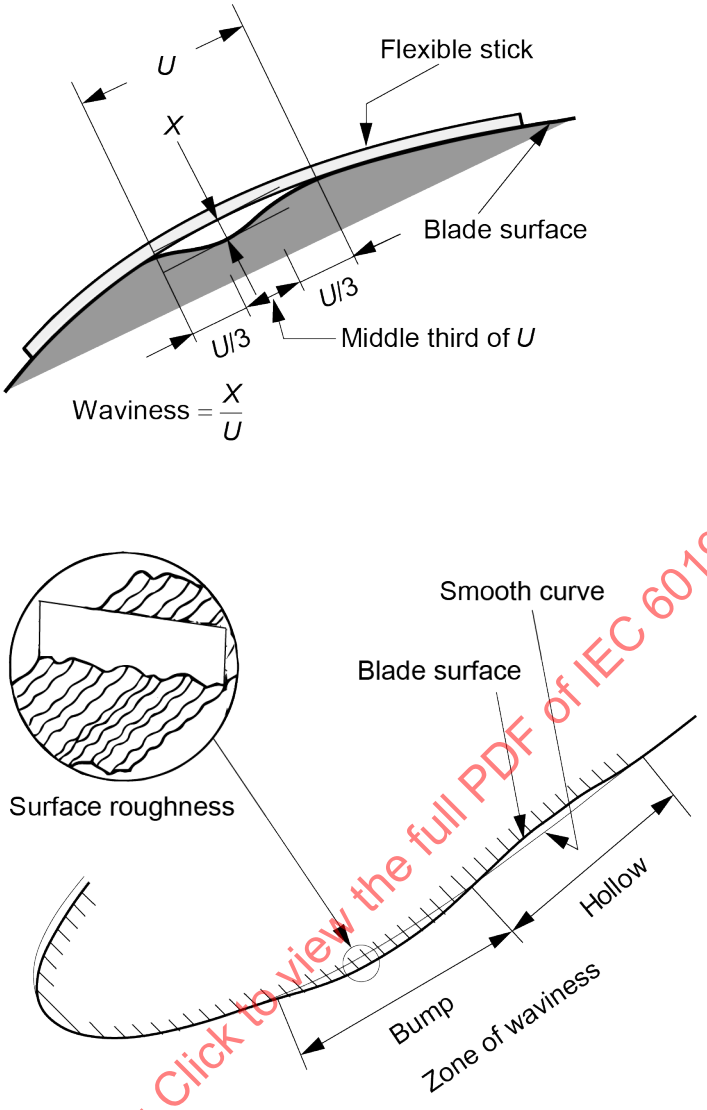


Figure 20 – Definition of waviness and surface roughness

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.2.11.3 Roughness requirements

Rough surfaces in the water passages of both model and prototype machines reduce the efficiency below the value that is potentially achievable.

If the effect of surface roughness on performance is not considered, both the model and prototype should be such that hydraulically smooth flow is achieved. However, this is difficult to achieve on the prototype. Therefore, maximum recommended values of prototype surface roughness are provided below.

The recommendations for surface roughness values are split into two groups. The boundary of these groups, in terms of specific hydraulic energy E, is given in Table 2 for various types of machines, corresponding approximately to machines with lower to medium specific speed (medium to high head machines) and to machines with higher specific speed (low head machines).

The values of prototype surface roughness are valid for the finished condition of the surface. This means that if the hydraulic wetted components have painted or coated surfaces, this condition shall be checked.

Moreover, the finish required may be chosen at some locations to improve cavitation resistance or for fatigue reasons; then the choice of finish is not related to model-to-prototype dimensional similarity.

The values given in Table 2 are maximum recommended values for the total surface of the component involved, finished surfaces and eventual painting included (see Figure 21). The maximum surface roughness as recommended in Table 2 does not necessarily yield hydraulically smooth flow conditions (see Annex E).

Table 2 – Maximum recommended prototype surface roughness *Ra*

Type of machine		Component	***Ra*** μm	
Reaction machine	Axial	Runner/impeller blades: Guide and diffuser vanes: Spiral case, stay ring, discharge ring, draft tube cone and tubular machine intake (see Figure 21):	E < 300 J·kg^{-1}	E > 300 J·kg^{-1}
			≤ 6,3 ≤ 12,5 ≤ 25,0	≤ 3,2 ≤ 6,3 ≤ 12,5
	Radial or diagonal	Runner/impeller blades: Guide and diffuser vanes: Spiral case, stay ring (including return vanes for multi-stage machines), facing plates and draft tube cone:	E < 2 000 J·kg^{-1}	E > 2 000 J·kg^{-1}
			≤ 6,3 ≤ 12,5 ≤ 25,0	≤ 3,2 ≤ 6,3 ≤ 12,5
Pelton turbine		Inside of buckets and exit of nozzle: Nozzle: Manifold:	E < 5 000 J·kg^{-1}	E > 5 000 J·kg^{-1}
			≤ 3,2 ≤ 12,5 ≤ 25,0	≤ 1,6 ≤ 6,3 ≤ 12,5

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

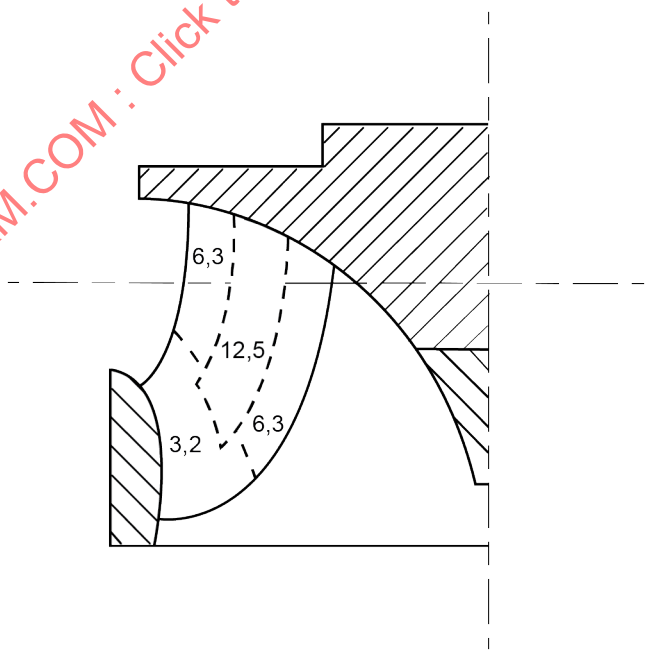


Figure 21 – Low specific hydraulic energy turbine example of recommended maximum surface roughness values on the runner blades (pressure side and suction side)

5.3 Hydraulic similitude

5.3.1 Theoretical basic requirements and similitude numbers

In theory, to achieve hydrodynamic similitude between two hydraulic turbomachines A and B (where A can stand for model and B for prototype), the following conditions should be met:

a) geometric similitude between machines A and B;

b) kinematic similitude between machines A and B (identical ratios of corresponding flow velocity components at any homologous point);

c) dynamic similitude between machines A and B (identical ratios of the various forces acting between the fluid and the components of each machine).

These ratios are defined by dimensionless terms and are identified by similitude numbers.

In the context of this document, the major similitude numbers are summarized in Table 3:

Table 3 – Similitude numbers

Similitude number (symbol)	Ratio of forces	General definition	Definition used in this document
Reynolds (*Re*)	$\frac{\text{inertia}}{\text{viscosity}}$	$\frac{vL}{\nu}$	$Re = \frac{uD}{\nu}$ or $\frac{uB}{\nu}$ (see 3.4.12.1)
Thoma (σ)		$\frac{NPSE}{E}$	Identical to general definition (see 3.4.7.6)
Froude (*Fr*)	$\frac{\text{inertia}}{\text{gravity}}$	$\frac{v}{(gL)^{1/2}}$	$Fr = \left[\frac{E}{gD}\right]^{1/2}$ or $\left[\frac{E}{gB}\right]^{1/2}$ (see 3.4.12.3)
Weber (*We*)	$\frac{\text{inertia}}{\text{surface tension}}$	$\frac{\rho L v^2}{\sigma^*}$	Identical to general definition (see 3.4.12.4)

Usually, it is impossible to choose the test conditions to satisfy the various similitude numbers simultaneously. Therefore, the similitude condition to be considered should be the one with the greatest influence on the results.

In most model tests, it is not possible to achieve the corresponding prototype similitude number. Therefore, corrections have to be applied to the model results when they are transformed to prototype conditions. Such corrections will also be required if the Reynolds number for model performance data is different from a specified Reynolds number.

5.3.2 Conditions for hydraulic similitude as used in this document

From the above basic requirements, it can be derived that two machines A and B are operated under hydraulically similar operating conditions if the following conditions are met:

a) the requirements of geometric similarity between A and B stipulated in 5.1.3.4 and in 5.2 are fulfilled;

b) the ratios of corresponding flow velocity components at any homologous point of both machines are identical, making the corresponding velocity triangles at the runner/impeller (defined by the absolute, circumferential and relative velocity components) geometrically similar.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Consequently, both machines have, at corresponding operating points, identical discharge, energy and cavitation coefficients (see 3.4.13):

- same discharge coefficient $(Q_{nD})_A = (Q_{nD})_B$
- and same energy coefficient $(E_{nD})_A = (E_{nD})_B$
- and same cavitation coefficient $(\sigma_{nD})_A = (\sigma_{nD})_B$

or identical discharge and speed factors and Thoma number (see 3.4.13):

- same discharge factor $(Q_{ED})_A = (Q_{ED})_B$
- and same speed factor $(n_{ED})_A = (n_{ED})_B$
- and same Thoma number $\sigma_A = \sigma_B$

The equality of these coefficients and factors characterizes the hydraulic similitude of both machines. This is important with respect to "hydraulic" characteristics and/or data that are guaranteed or specified in accordance with Clause 4.

Other similitude conditions that are important for "mechanical" aspects (e.g. hydroelasticity etc.) are not covered by this document.

5.3.3 Similitude requirements for various types of model tests

Table 4 gives an overview of similitude conditions that should be observed when performing tests on a model whose results are related to a prototype machine.

Independent of the type of test, as a minimum, the similitude conditions for discharge, specific hydraulic energy or speed and cavitation (if a cavitation influence is expected) shall be fulfilled in accordance with 5.3.2b), in order to achieve hydraulic similitude between model and prototype.

The following subclauses 5.3.4, 5.3.5 and 5.3.6 give detailed information on the influence of the various similitude conditions covered by this document.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table 4 – Similitude requirements for various types of model tests

Reaction machines	
Type of test	**Similitude conditions to be observed and related comments**
Performance test	The possible influence of cavitation on discharge, specific hydraulic energy, efficiency and power shall be checked by cavitation tests (σ-variations) at selected operating points, independent of the agreement to perform these tests at $\sigma_M = \sigma_{pl}$ or $\sigma_M > \sigma_{pl}$.
	Efficiency, power: The influence of *Re* shall be considered within the guarantee range (see 5.3.4.1). Because usually $Re_M < Re_P$, corrections have to be applied for efficiency and power: see 6.8.2.4.
	Discharge, specific hydraulic energy: It is assumed that *Re* and *Fr* have no influence.
Cavitation test	The influence of *Fr*, *Re* and water quality (see 5.3.6) shall be considered. If $Fr_M \neq Fr_P$ then at least $\sigma_M = \sigma_{pl}$ shall be observed (see 5.3.5). It is assumed that there is a lower limit for σ below which the influence of the Reynolds number on performance need no longer be considered, because the influence of two-phase flow is dominant (see 6.8.2.4.2).
Runaway test	It is assumed that *Re* and *Fr* have no influence. The influence of cavitation shall be considered.
Four-quadrant and additional tests	It is assumed that *Re* and *Fr* have no influence. In some cases, cavitation influence shall be checked in certain ranges of operation.
Impulse turbines	
Type of test	**Similitude conditions to be observed and related comments**
Performance test	It is recommended that *Fr* similitude be respected for performance tests (see 5.3.5.3).
	Efficiency, power: The influences of *Fr*, *We* and *Re* are considered according to 6.8.2.4 and Annex I.
	Discharge, specific hydraulic energy: It is assumed that *Fr*, *We* and *Re* have no influence
Cavitation test	Usually not performed
Runaway test	It is assumed that only *Fr* similitude shall be respected
Additional tests	It is assumed that *Fr*, *We*, *Re* and cavitation have no influence

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.3.4 Reynolds similitude

5.3.4.1 Reaction machines

Friction losses are mainly dependent on the Reynolds number provided that flow conditions are hydraulically smooth. Because the Reynolds number of the model, referred to the reference diameter of the machine (or to a characteristic length of a component) is usually smaller than that of the prototype, the ratio of friction losses to total losses for the model becomes larger than the corresponding ratio for the prototype. Therefore, in most cases, model efficiency is somewhat lower than prototype efficiency.

As a consequence, within the guarantee range, where the ratio of friction losses to total losses is important, model efficiencies and power factors or coefficients shall be corrected when they are referred to a Reynolds number different from that experienced during testing, for example if model results are transposed to prototype conditions (see 6.8).

The influence of the Reynolds number is not considered:

- in the range of guaranteed efficiencies, if the influence of cavitation effects a drop of more than 0,5 % of efficiency (see 6.8.2.4.2);
- outside the range of guarantee, i.e. at extreme off-design operation, where the ratio of friction losses to total losses becomes small. This is, for example, the case for:
  - runaway conditions;
  - shut off conditions of a pump;
  - four-quadrant operation of a pump-turbine (except within the guaranteed operating range).

5.3.4.2 Impulse turbines

The influence of the Reynolds number on hydraulic efficiency is considered in accordance with Annex I and 6.8.2.4.

5.3.5 Froude similitude

5.3.5.1 General

Froude similitude should be respected mainly for model tests conducted under the following operating conditions:

- two-phase flow (e.g. large zones of cavitation on runner impeller blades, draft tube cavitation vortex rope, or in the housing of a Pelton turbine with water discharging and splashing in air);
- flow with a free surface (e.g. pump inlets with the possibility of free vortices).

The influence of the Froude number could be especially important for impulse turbines and reaction machines of low specific hydraulic energy, when performance at plant conditions becomes influenced by cavitating flow attached to runner/impeller blades or which appears as cavitation vortex rope in a turbine draft tube.

For cavitation tests, the application of Froude similitude should be considered only when the vertical distance between the highest and lowest points of the full-size runner/impeller blades becomes significant in relation to the plant turbine/pump specific hydraulic energy expressed in metres. This can be the case for large horizontal axis machines operating at low specific hydraulic energy.

5.3.5.2 Cavitation tests on reaction machines

5.3.5.2.1 Cavitation reference level z_c

The cavitation reference level z_c (see Figure 22 and Figure 23) shall be chosen to correspond to the location where the relevant cavitation occurs. This may result in the cavitation reference level z_c (see 3.4.8.6) deviating from the machine reference level z_r (see Figure 22), as defined in 3.4.8.5, because the location with maximum cavitation is not necessarily at elevation z_r. The geometrical relation between z_r, which defines the setting of the machine, and z_c is also illustrated by Figure 22. The relation between the corresponding σ values is given by the following formula which applies to both model and prototype:

$$\sigma_c = \sigma_r - \frac{g(z_c - z_r)}{E}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.3.5.2.2 Cavitation tests with application of Froude similitude

The cavitation test may be performed, unless otherwise agreed in the contract, on a large-size model, installed with the axis in the same position as that of the prototype (e.g. horizontal or vertical) and under a specific hydraulic energy as required by Froude similitude. However, the corresponding test-specific hydraulic energy should meet or exceed the minimum values given in 5.7.3.2.1.

As a consequence, for any corresponding elevation of model and prototype, the same Thoma number or cavitation coefficient results, provided that homologous cavitation reference levels z_c are used as illustrated by Figure 22 and Figure 23.

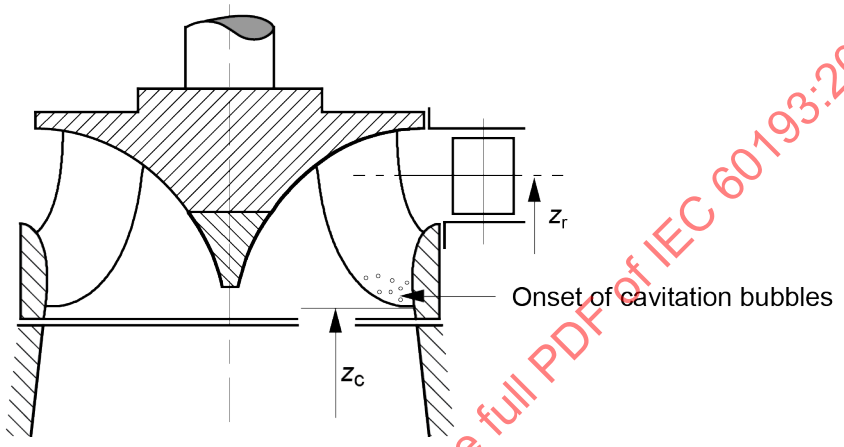


Figure 22 – Relation between the setting level z_r of a Francis turbine and the cavitation reference level z_c

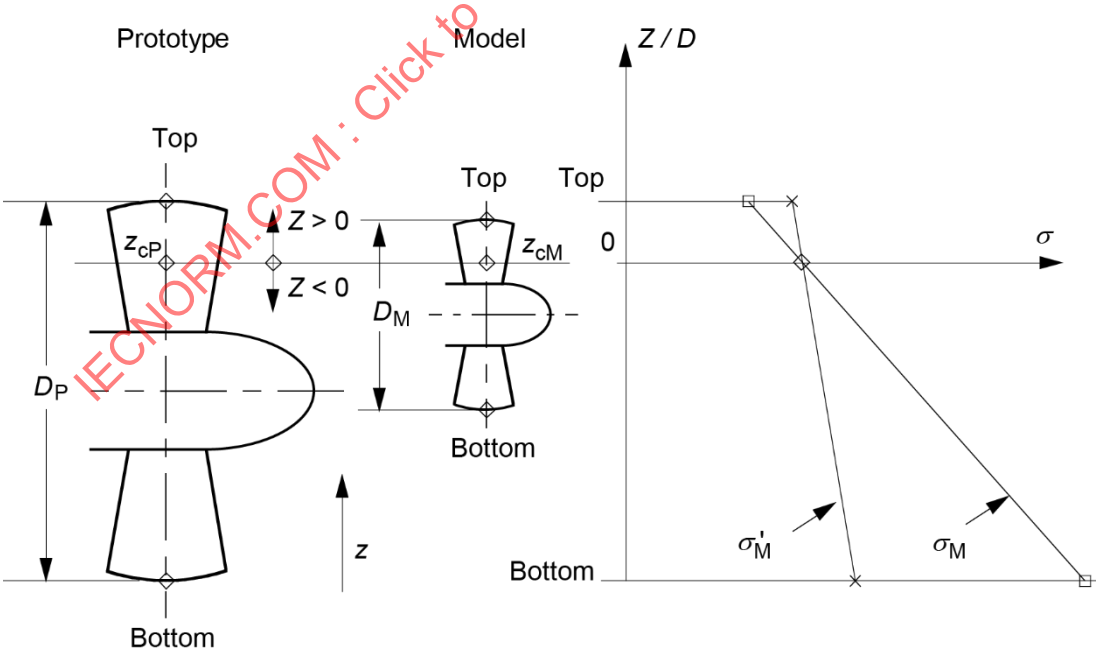


Figure 23 – Dependence of σ values on level z for model and prototype

In Figure 23, when Froude similitude is respected: $Fr_M = Fr_P$ then $\sigma_M = \sigma_P$. Therefore, on all homologous elevations the ratios:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

$$\frac{g(z-z_c)}{E}$$

or

$$\frac{gZ}{E}$$

are identical for both model and prototype, and consequently, identical σ values result.

5.3.5.2.3 Cavitation tests without full application of Froude similitude

If the prototype machine dimensions are not significant in relation to the plant turbine/pump specific hydraulic energy, for the model test, it is sufficient to use σ_{pl} to achieve a sufficient similitude for the cavitation pattern between model and prototype. However, it is essential that on model and prototype, homologous cavitation reference levels z_c are used (see Figure 22 and Figure 23).

The Froude condition cannot be applied, when it would result in excessively large models and/or very low test specific hydraulic energies compared with the minimum values indicated in 5.4.2.

In all cases where Froude similitude cannot be respected, the equality of Thoma number σ cannot be attained simultaneously for all homologous elevations on model and prototype. It is recommended that the homologous reference levels z_{cP} and z_{cM} in the prototype and model (for which the equality of Thoma numbers $\sigma_{cP} = \sigma_{cM}$ shall be observed) be selected by mutual agreement before the test (see Figure 23).

As shown in Figure 23, when Froude similitude is not respected: $Fr_M > Fr_P$ then $\sigma_M \neq \sigma_P$ and $\sigma'_M = \sigma'_P$ where $\sigma' = \sigma_{bottom}$ or $\sigma' = \sigma_{top}$. The variation of σ for model and prototype between the lowest and highest points for a tubular turbine with horizontal shaft is as follows:

$$\sigma_{bottom} = \sigma_c - \frac{g(z_{bottom} - z_c)}{E} = \sigma_c - \frac{gZ_{bottom}}{E}$$

and

$$\sigma_{top} = \sigma_c - \frac{g(z_{top} - z_c)}{E} = \sigma_c - \frac{gZ_{top}}{E}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

On homologous elevations $z \neq z_c$ and $\sigma_{bottom} = \sigma'$ or $\sigma_{top} = \sigma'$, the difference $\sigma_P - \sigma'_M$ results[5]:

$$\sigma_P - \sigma'_M = g\left(\frac{(z - z_c)_M}{E_M} - \frac{(z - z_c)_P}{E_P}\right)$$

In cavitation tests where Froude similitude is not fulfilled, the net positive suction specific energy or the Thoma number should be adjusted to cover all conditions specified in the contract (variation of tailwater level), and to establish the margin between the minimum σ_{pl} and a contractually specified value such as σ_d (see 3.4.7.10), taking into account the difference $\sigma_P - \sigma'_M$ as shown in Figure 23.

In some cases, more than one cavitation reference level can be used. For example, in the case of a large tubular turbine with horizontal shaft, performance characteristics can be measured at a plant Thoma number referring to selected elevations (like 0,2 *D* below the top of the runner, the top of the runner, or the top of the hub). Agreement between the parties will be necessary to formulate the procedure to be followed and the subsequent interpretation of results.

5.3.5.2.4 Cavitation tests on pump-turbines

For pump-turbines, principally the same Thoma number or cavitation coefficient as defined in 3.4.7.6 or 3.4.7.7 shall be used for turbine and pump operation.

5.3.5.3 Performance tests on impulse turbines

Because of two-phase flow in the turbine housing, the efficiency of impulse turbines (e.g. Pelton type) may be strongly influenced by the Froude number. Therefore, it is recommended, for impulse turbine model tests, to choose a specific hydraulic energy that satisfies the Froude similitude.

5.3.6 Other similitude conditions

5.3.6.1 Weber number

Although this document does not consider any influence of the Weber number (except in Annex I), it can be stated that the Weber number becomes important for two-phase flow as it occurs in the housing of impulse turbines. The degree of atomization of droplets, which influences the windage losses and/or the jet disturbance, is dependent on the Weber number.

For model tests of impulse turbines, it is usually not possible to respect Froude and Weber similitude simultaneously. Froude similitude is maintained in most cases, because the effects depending on Froude generally dominate over Weber similitude effects.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

---

5 When the specific hydraulic energy E_M of the test is bigger than the one required by the Froude condition, then $(z - z_c)_M/E_M < (z - z_c)_P/E_P$, and it follows that $\sigma'_M > \sigma_P$ for all homologous elevations above the cavitation reference level (more favourable cavitation conditions occur on the model than on the prototype). The opposite occurs for all homologous elevations below the selected cavitation reference level.

5.3.6.2 Influence of nuclei content on cavitation pattern and performance

The onset of travelling cavitation bubbles, e.g. as experienced by Francis turbines at the runner outlet, and the resulting cavitation characteristics can be influenced by the content of nuclei in the water (non-visible air or gas bubbles with a radius less than 50 μm).

Nuclei and dissolved gas content in the water are influenced by the test rig configuration, testing conditions, test duration, type of machine, the specific hydraulic energy value, and the Thoma number. The development of cavities and the possibility of visualisation depends on the type of cavitation and the type of machine. Especially for cavitation tests (σ variation) with Francis runners of medium or high specific speed, where cavitation usually occurs at the runner outlet, it is important that the water contains sufficient nuclei, which can be activated to grow in zones where the local pressure is equal to the vapour pressure.

Prototype measurements show that normally the number of nuclei is sufficient to produce cavitation in all zones of the runner/impeller, where vapour pressure prevails. However, in test rigs with closed circuits, the number and the size of nuclei are reduced by the degassing of the water during cavitation tests. The result is that, at a defined σ value an insufficient number of nuclei are activated to grow in the low-pressure zones, thereby reducing the extent of visible cavitation.

Therefore, with respect to cavitation, model water quality is similar to prototype conditions if the nuclei content in the model is sufficient to ensure that cavitation development occurs in all the zones where the local pressure is equal to or less than the vapour pressure. This ensures that the extent of the zones with visible cavitation and the resulting drop in efficiency due to cavitation influence are no longer affected by the test conditions. This can be checked by varying the number of critically-sized nuclei either by injecting nuclei upstream of the runner/impeller, or by using a sufficiently high specific hydraulic energy (see 5.7.3.2). However the Froude similitude is not fulfilled for the last case.

5.4 Test conditions

5.4.1 Determination of test conditions

The test conditions to be chosen for the different types of tests are dependent upon:

- capacity of test installation and its instrumentation;
- size and mechanical design of the model machine;
- guaranteed and/or specified operating range.

The same model shall be used for performance and cavitation tests.

If guarantees or specified data are given for the prototype, the required model test parameters can be calculated from hydraulic similitude, defined in 5.3.2 b), by applying the formulae in 6.8.2.5. It is essential that the following aspects are taken into account:

- the permitted minimum values of Table 5 shall be satisfied;
- the mechanical limitations due to model design shall be checked;
- the limitations due to design and operation of the test rig and available instrumentation shall be considered.

Models used for comparative tests shall be the same size and tested at approximatively the same Reynolds number (see 5.1.3.2)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

For performance tests, it is sometimes recommended to choose a test specific hydraulic energy higher than the minimum value to achieve a higher Reynolds number (Froude number for impulse turbines), which is closer to that of the prototype, in order to reduce the relative inaccuracies in measurement.

It is unnecessary to require that cavitation model tests at a specific hydraulic energy be equal to that of the prototype. However, it is generally not desirable to test the model at very low specific hydraulic energies because of the reduced measurement accuracy and the risk of degassing in the low-pressure region.

From the above considerations, the absolute range of values of the following model quantities, i.e. the test conditions for each type of test, can be defined:

- speed or specific hydraulic energy;
- discharge;
- power and/or torque;
- net positive suction energy (for reaction machines).

5.4.2 Minimum values for model size and test conditions to be fulfilled

In order to achieve good hydraulic similarity between model and prototype, it is necessary to define minimum values for model size, Reynolds number, and test specific hydraulic energy as given in Table 5, in addition to the requirements for geometrical similarity and surface roughness of model and prototype stipulated in 5.1.3.4 and 5.2.

These minimum values shall be satisfied in order to:

- ensure the required dimensional accuracy, with normal manufacturing techniques;
- obtain test results with sufficient measurement accuracy, independent of inadmissible test conditions (e.g. due to air or gas separation during cavitation tests);
- reduce scale effects between model and prototype, by testing at appropriate Reynolds and Froude numbers.

The various minima are independent of each other and shall all be satisfied. Normally, models should be as large as practicable, but never less than the values stated.

Table 5 – Minimum values for model size and test parameters

Parameter	Type of machine			
	Radial (Francis)	Diagonal (Mixed-flow)	Axial (Kaplan, bulb)	Impulse (Pelton)
Reynolds number Re (-)	4×10^6	4×10^6	4×10^6	2×10^6
Specific hydraulic energy (per stage) E ($J \cdot kg^{-1}$) [a]	100	50	30 [b]	500
Reference diameter D (m)	0,25 [c]	0,30	0,30	------
Bucket width B (m)	------	------	------	0,08

[a] With respect to the Froude similitude condition, the test specific hydraulic energy for cavitation tests may be chosen so that the resulting Re number is lower than the value given.

[b] $E_{min} = 20\ J \cdot kg^{-1}$ if $D \geq 0,4$ m

[c] For pumps and pump-turbines with low specific speed, a reference diameter such as 0,20 m ≤ D ≤ 0,25 m may be allowed if the outer diameter is equal to or greater than 0,5 m.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.4.3 Stability and fluctuations during measurements

Fluctuations in the various measured quantities cannot be avoided. Such fluctuations can be of periodic or random nature within a large frequency range. They can be generated by elements of the test rig (e.g. booster pump, throttling devices, control system for low pressure) and/or by the model machine (e.g. vortex rope in the draft tube, rotating stall). During model tests, it is essential that at all operating points, repeatable steady-state operating conditions are achieved, especially within the range of guaranteed operation of the prototype.

Before and during the measurement of a point, the operating stability of the test rig shall be such that repeated measurements of the same operating point are within the agreed uncertainties due to random errors of the various measured quantities. This also means that drifting effects of discharge, specific hydraulic energy, speed and net positive suction energy shall remain small. Drifting effects usually introduce systematic errors, and shall therefore be eliminated.

Fluctuations during the measurement of a point can be checked by means of the standard deviation of a measured quantity or the derived uncertainty due to random errors if the test rig is equipped with a suitable data acquisition system. If the results are affected by fluctuations, it may be necessary to apply linear hydraulic damping (see 6.3.3.4), to adjust the filtering of electric signals (see 6.1.4.4.2), to adjust the test conditions or to apply other means to eliminate these effects. However, such adjustments shall not bias the measured quantity.

5.4.4 Adjustment of the operating point

When the operating points to be measured are defined by specified dimensionless values (speed factor, discharge factor, Thoma number or other dimensionless terms) corresponding to the contractually specified ones, it is necessary to adjust the test conditions so that they are as close as possible to the specified data. Deviations between measured and specified dimensionless values should not exceed ±0,5 % for speed, discharge or power coefficient or factor and ±3 % for the cavitation coefficient or Thoma number.

5.5 Test procedures

5.5.1 Organization of tests

5.5.1.1 General

When planning model tests, Subclauses 5.5.1.2 to 5.5.1.7 covering general aspects of preparation, organization and realization shall be clarified and agreed on by the parties involved.

5.5.1.2 Specification for model tests

A specification for model tests is the basis for planning and preparing a model acceptance test and for drafting the detailed technical programme of tests (see 5.5.3.2). This model test specification is often part of the general technical and/or commercial specification for a whole project issued by the purchaser or its representative.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Among other items, the specification for model tests shall define:

- object, scope and extent of model tests;
- reference to guaranteed and specified plant data;
- reference to test standards;
- model scale and/or size;
- place(s) where the model(s) is (are) tested;
- documentation of results (test reports);
- time schedule indicating, at a minimum, start and end dates of work for model testing;
- model property ownership and/or storage.

5.5.1.3 Time schedule

A time schedule should be agreed on, which indicates as a minimum, the different stages, deadlines and/or duration for the following items:

- submission of model drawings (especially those showing model construction and principal dimensions of model high and low-pressure side at the transition to the test rig);
- submission of the test procedure containing a description of testing equipment (including methods of calibration, calculation and representation of results and expected uncertainties of measurement);
- calibration of instruments;
- check of model geometry;
- preliminary and acceptance (or witnessed) tests and sequence of models to be tested in the case of comparative model tests;
- test reports.

The manufacturer shall always be given sufficient time to manufacture the model, making all necessary dimensional checks and carrying out his own preparatory tests, whether in his own laboratory or elsewhere. In case of test equipment defects or model machine defects arising during preliminary or acceptance tests, a mutual agreement is necessary to modify the time schedule and/or the test programme.

5.5.1.4 Personnel and responsibilities

It is important that the responsible persons of the purchaser and/or his representative, of the supplier, and of the independent laboratory (if any) are designated in ample time before test commencement. Their responsibilities and authority shall be clarified, so that any problems arising during the preparation for and conducting of tests can be quickly resolved. Both purchaser and supplier shall be entitled to have authorized representatives present at all contractual tests, inspections and dimensional checks of the model and prototype, in order to verify that they are performed in accordance with both this document and any prior agreement.

For the carrying out of tests (as defined in 5.5.3.1), a chief of tests shall be designated. The chief of tests can be selected from the technical staff of the laboratory where the model is tested or, by special agreement between the parties, an independent expert can act as chief of tests. The chief of tests will assume full responsibility for the correct calibration of instruments, execution of tests and computation of results, including determination of uncertainties of measurement and documentation of results in the final test report. The chief of tests shall consider any remarks or suggestions by any of the officially authorized representatives of the parties attending the tests.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

When model tests are conducted in an independent or external laboratory, the supplier may be present during all activities for the test of his model, including the installation and any preparatory tests. During the installation, the supplier can provide his own qualified personnel to participate.

The tests shall be carried out by personnel having experience with the test equipment.

5.5.1.5 Design of the model and preparation of the test installation

In order to prepare the model and the testing equipment, the technical specification for model tests (see 5.5.1.2) shall provide all relevant details for design and manufacturing of the model machine (see 5.1.3.2) such as:

- extent of the water passages to be modelled on the high- and low-pressure sides;
- location of the pressure measuring sections;
- number and location of observation windows;
- provisions for exchange and/or adjustment of model components;
- provisions for special tests (video or photo showing cavitation pattern, pressure fluctuations, guide vane torque, axial or radial thrust, velocity profiles, etc.);
- test conditions for all types of specified tests;
- adjusting range for geometric parameters (e.g. maximum guide vane opening, etc.).

In addition, sufficient data defining the extent and conditions for all the tests shall be given to enable the model to be constructed and prepared according to the state of the art. It is then possible to select the appropriate test facility, and to check the general arrangement of the model in the test rig, modifying or rearranging some of the existing components of the test rig if necessary.

It is recommended that inflow and outflow parts as well as the definitive location of the pressure measuring sections and the number of pressure tappings are agreed upon at an early stage of model design.

5.5.1.6 Instrumentation and processing of test data

The person responsible for the selected laboratory or chief of tests shall provide the purchaser, or his representative, with a description of the standard instrumentation installed on the test rig, including details on the measuring and calibration methods, on the processing of calibration and test data and on documentation of results.

In some laboratories, there are two or more instruments permanently installed for measuring a particular quantity. One shall be selected as the instrument with measuring signals or indications that are to be used in calculating the results, and the other(s) shall be used only for reference and functional control purposes.

Sometimes the calculation of test results occurs in several steps using more than one computer system. In this case, the evaluation procedure for the quantities concerned shall be defined in detail. It shall be agreed which quantities are processed on-line and immediately presented on records and/or diagrams, and which test results are calculated and documented later.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.5.1.7 Dimensional checks

The components which are to be checked before, during or after the acceptance tests shall be specified. The methods to be used for dimensional checks and the approximate extent and number of dimensions to be checked (see 5.2) shall be agreed in sufficient time to enable relevant documents and measuring equipment to be prepared accordingly. If mutually agreed by the parties, spot-checks during the acceptance tests may be carried out.

5.5.2 Inspections and calibrations

5.5.2.1 General

Shortly before the start of the preliminary and/or acceptance tests, the model, the test rig, the instrumentation and the data acquisition and processing system shall be thoroughly inspected by the representatives of the parties and the chief of tests, to ensure that the test results are not affected by any mechanical, structural or other defects of the model or the testing equipment.

All measuring instruments should be calibrated against primary methods or secondary methods with certificated instruments (as explained in 6.2 to 6.7) prior to the tests and also after completion of tests if one of the parties so desires. Recalibrations during tests may be necessary if serious problems with the standard measuring equipment occur, such as a defect of an instrument or a measuring chain or a significant and systematic deviation of a measuring signal at zero or reference conditions.

The methods to be used, the extent of various calibrations (spot-checks or complete calibration) and the procedure shall be agreed on by the parties before beginning the preliminary or acceptance tests. Based on certified documents produced by the responsible of the laboratory or chief of tests, it may be mutually agreed, for certain instruments, that the latest existing calibration data be used without further calibrations or checks.

5.5.2.2 Inspection of the model machine

Items to be checked and/or recorded are:

- identification of model components by means of the corresponding model drawings (especially if it is planned to exchange or modify certain components during testing);
- geometric dimensions as listed in 5.2;
- characteristic dimensions used for calculation of test results (e.g. areas of high-pressure and low-pressure measuring sections);
- seal clearances and/or blade tip clearances;
- individual and average values of guide vane angle or needle openings and/or runner/impeller blade openings;
- surface quality, impurities and local faults in the different components;
- proper matching at the joints of components;
- conformity with reference dimensions on the model drawings.

If necessary, these checks shall be repeated if mechanical faults or defects occur during the tests (see 5.5.4), or at the end of witnessed tests, in the presence of the authorized representatives of all parties concerned. These checks are part of the official acceptance test.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.5.2.3 Inspection of the test circuit

As a minimum, the following checks shall be carried out:

- no water leakage or supply shall occur between the model and the discharge measuring section;
- no water leakage shall occur at pressure tappings and measuring lines;
- on the low-pressure side, no air leakage into the water circuit shall occur if the internal pressure is below ambient pressure;
- flow conditions close to the model inlet and outlet and close to the discharge measuring section shall be regular. The water passages shall have no disturbances and the wetted surfaces shall be of good quality;
- the booster pumps and regulating devices (valves, supply of water and pressurized air, etc.) shall work properly;
- the water quality and temperature shall be stable (see 5.1.2.3).

If necessary, some checks shall be repeated at the end of the acceptance tests, in the presence of all parties concerned.

5.5.2.4 Calibration of instruments and check of the data acquisition system

It shall be agreed by the parties concerned:

- to what extent the various instruments shall be calibrated or spot-checked;
- if all instruments require to be spot-checked or calibrated before and after acceptance tests;
- the conditions for the recalibration of an instrument during or after acceptance tests;
- range of calibration and number of calibration or check points for the various instruments;
- the basic data and the procedure for evaluating the uncertainties due to systematic errors related to the calibration data and to each measured quantity.

Before and after the acceptance tests, as a minimum, the following checks or measurements shall be made:

- identification of measuring instruments and/or devices used;
- "zero readings", i.e. readings in well-defined conditions for the different instruments, to detect if any drifting effects occurred during the tests;
- check of the data acquisition system by repeated measurements in well defined operating conditions. Manual sample calculations shall demonstrate that acquisition, transmission and processing of test data work properly;
- measurement of mechanical friction torque in bearings and shaft seals that are not built into or connected to a stator of the swinging type (automatically yielding the torque on the runner or impeller), in order to decide if any further corrections should be applied.

The "zero readings" are usually checked during preliminary and acceptance tests. All the other checks and calibrations will be repeated, if necessary, at the end of the acceptance tests in the presence of all parties concerned.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

If the differences between the two checks or calibrations compared are less than the uncertainty due to systematic errors evaluated at the beginning of the tests, the test data are valid and no correction needs to be applied. If, between the two calibrations or checks, differences greater than the anticipated uncertainty due to systematic errors occur in several points, the test shall be cancelled and repeated.

In order to ensure the validity of calibration results, it is essential to maintain the influence quantities (such as ambient temperature and humidity, power supply, electromagnetic field, etc.) within a reasonable range during calibration and during tests (see 6.9.2.2.2)

Any of the interested parties may, for declared and substantiated reasons, call for a recalibration of any instrument during the course of a test.

5.5.3 Execution of tests

5.5.3.1 Types of tests

5.5.3.1.1 General

To conduct an acceptance test successfully and efficiently requires good preparation by means of adequate preparatory tests. Depending on the results of preliminary and acceptance tests, it is sometimes necessary to perform additional tests.

For easier identification of the status of tests and for improved communication between the parties involved, this document defines the types of tests described in 5.5.3.1.2 to 5.5.3.1.5.

5.5.3.1.2 Preparatory tests

Often these tests are not specified in detail, but they are essential with respect to the quality of all further tests. They comprise:

- checks and tests to ascertain that model performance and cavitation pattern are not affected by any mechanical defects of model or test rig and measuring equipment;
- a check on the correct operation of the measuring equipment and data acquisition system. Often, it is helpful to perform a systematic variation of the test speed (i.e. a variation of E) at constant σ and a variation of $NPSE$ (i.e. a variation of σ) at constant E, for at least one operating point.

These results are normally for internal use of the supplier or the laboratory only.

If mutually agreed, sufficient time should be allowed to the supplier during this period for the selection of definitive components or any last-minute adjustments, but these final development tests are not included in the scope of this document.

5.5.3.1.3 Preliminary tests

These are tests covered by the technical specification (see 5.5.1.2) or technical programme (see 5.5.3.2), and the extent is mainly dependent on the future use of the results. Therefore, the parties involved have to agree before beginning the tests, whether:

- the results are to be used for information only and have no contractual value. In that case, the preliminary tests are used only to explore the general behaviour or some limits of the model with respect to specified items;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- or whether the results will be used officially and have contractual value. In that case, these results are part of the official test data to be completed or spot-checked during the acceptance tests. For example, the results could be used to establish the efficiency step-up, as explained in 6.8.2.4, and the uncertainties due to systematic and random errors as explained in 6.9.2. However, such data shall be confirmed during the acceptance tests.

5.5.3.1.4 Acceptance tests (or witnessed tests)

These tests measure, establish or check all relevant model data which are defined by the technical specification (see 5.5.1.2) or technical programme (see 5.5.3.2), and which form the basis for comparison with guarantees or other contractually specified data.

All these results are of contractual value and shall be summarized in the final test report (see 5.5.5).

5.5.3.1.5 Additional tests

These are tests which supplement the results of preliminary and acceptance tests and which may include tests for additional data explained in 4.4. Such tests may or may not be witnessed.

These results are summarized in the final test report (see 5.5.5). However, their possible contractual value shall be agreed on.

5.5.3.2 Technical programme

A technical programme, referring to the technical specification (see 5.5.1.2) and the relevant contractual guarantees and data, shall be established in advance and agreed upon by the parties involved. If not covered by the contractual documents, the programme shall define the purpose and the extent of the various types of tests to be performed during preliminary and/or acceptance tests. To allow efficient progress in testing and documentation, the following shall be specified for each type of test, such as main hydraulic performance tests, cavitation tests, guide vane torque tests, etc.:

- ranges of hydraulic parameters to be varied and corresponding increments, to define the number and distribution of test points;
- test conditions to be maintained constant, i.e. usually the test speed (or specific hydraulic energy) and the Thoma number (tests at σ_{pl} or at higher σ-values);
- number and type of test data to be recorded and the method of recording;
- definitions, formulae and procedures (see 6.8.1 and Figure 63) to be used for calculation of model and/or prototype results;
- guidelines for graphical representation of test results.

If necessary, for the acceptance tests, the technical programme can be supplemented, in order to clarify and define, for example:

- extent and sequence of checks, calibrations and tests to be witnessed;
- recording and/or graphical representation of test data to be signed by the parties to the tests;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- number and definition of the test point(s) to be measured for a detailed sample calculation and for the evaluation of uncertainties due to systematic and random error for the determination of total uncertainties;
- preparation of a daily log and of a final protocol (see 5.5.3.9).

5.5.3.3 Data to be used for calculation of results

Before the beginning of preliminary and/or acceptance tests, the data and formulae to be used for calculation of model and prototype results shall be checked and agreed on. Such data are:

- areas of high- and low-pressure measuring sections;
- geometric and hydraulic references and data of model and prototype;
- physical constants and properties for model and prototype;
- model friction torque (if not automatically compensated);
- calibration data for all relevant instruments;
- leakage discharge through labyrinth seals, if considered (see 5.1.3.4.3);
- efficiency step-up procedure.

A sample calculation shall demonstrate the correct use of these data and explain the calculation procedure.

5.5.3.4 Signing and handling of test records

Complete records of measured model data and corresponding data at zero or reference conditions, as well as notes from inspections and calibrations, readings and observations during the acceptance tests and/or preliminary tests shall be agreed on and signed by the witnessing parties and by the chief of tests immediately on completion of each phase, and kept as a complete set by each party.

5.5.3.5 Performance tests

It is recommended to determine first the best efficiency point in non cavitating conditions, i.e. η_{hMopt} (for a pump-turbine, in both modes of operation) as the basis for calculation of δ_{ref} (see 6.8.2.1) and efficiency increase $\Delta\eta_{\mathrm{h}}$.

At least within the range of guarantee, the performance tests shall be carried out at constant speed or at constant test specific hydraulic energy. For computation of test results (see 6.8), it is preferable to perform the tests at constant speed and water temperature (if possible), so that the resulting Reynolds number is approximately constant. If, due to limitations of the model and/or the test installation, constant test conditions cannot be maintained, 6.8.2.1 explains the further processing required of such performance test results. In the same subclause, some typical graphical presentations of results of performance tests for various types of machines are shown (see Figure 56 to Figure 62).

a) Reaction machines: influence of cavitation

   Performance tests can be carried out in one of the following two test conditions:

   – at plant Thoma number $\sigma_{\mathrm{M}} = \sigma_{\mathrm{pl}}$

     In this case, especially for machines of higher specific speed, cavitation which can affect efficiency could occur within the range of guaranteed efficiency. This has to be checked by means of σ-variations in the affected zones as explained and illustrated in 5.5.3.6.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

– at non-cavitating condition, with $\sigma_M > \sigma_{pl}$

This means that the Thoma number σ_M is sufficiently high to avoid any cavitation. As a consequence, the possible influence of cavitation on the performance curves at plant conditions is to be checked by σ-variations as explained in 5.5.3.6. If these tests reveal that within the range of guarantee an influence exists, Figure 70 (see 6.8.2.3.8) explains the correction procedure for the efficiency curve measured with $\sigma_M > \sigma_{pl}$.

b) Impulse turbines: influence of tailwater level

For impulse turbines, it is recommended to determine the tailwater elevation at which performance is affected. This check is to be done at selected full-load operating points, by varying the tailwater level.

5.5.3.6 Cavitation tests on reaction machines

Cavitation tests, i.e. systematic variations of the Thoma number σ, combined with recording of the cavitation pattern, are performed at selected operating points. The results are usually represented as illustrated in Figure 72 and Figure 73. At specified values of σ (e.g. at σ_{pl}) it can be demonstrated how cavitation influences performance (efficiency, discharge or specific hydraulic energy, power). It is the only way to check the margin between the σ-values related to plant conditions and the σ_d-value at which performance is or begins to be affected by cavitation (see Figure 70).

At each σ-variation, it is important that the chosen geometric model parameters remain constant. It shall be agreed, whether the energy coefficient (or speed factor), or the discharge coefficient (or discharge factor) shall be kept constant.

If the model is equipped with suitable windows or transparent parts, it is possible, at specified values of σ, to observe the cavitation pattern at the runner/impeller and/or in the draft tube (where, for example, the vortex rope at part load operation of Francis turbines becomes visible), by the use of stroboscopic light. It is also possible to observe the cavitation pattern by introducing an endoscope into the model. Usually, this cavitation pattern is recorded by means of manual sketches, photos or video.

The results of cavitation tests may be used to indicate other phenomena associated with cavitation such as noise, vibration and pressure fluctuation.

For the consequences of not respecting the Froude similarity for large low specific hydraulic energy machines, see 5.3.5.2.3.

Contractual parties shall agree on the different reference levels and the corresponding σ_{pl} values to be used (see 5.3.5.2 and Annex K), as well as on the method of how the influence of cavitation on performance, if any, should be considered when transposing the results to prototype conditions (see 6.8.2.4.2).

5.5.3.7 Runaway tests

The runaway test method depends on the design of the test rig, the instrumentation and the model design. If the test rig is, or can be, equipped with a driving motor to compensate friction torque due to shaft bearings and seals, it is usually possible to maintain $P_{mM} = 0$, and thus to establish directly the points of the runaway characteristics. If this procedure is not possible, the runaway conditions can be determined by extrapolation (as an example see Figure 76) or by interpolation.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

In most cases, the specific hydraulic energy is reduced, so that the highest speed that can be endured by the model and/or the testing facility is not exceeded. The influence of Reynolds and Froude numbers is assumed to be negligible in the range near to runaway.

The runaway tests shall be carried out with a sufficient variation of geometric parameters of the model machine, so that the most unfavourable combination of parameters and all specified conditions are covered. For multijet impulse turbines (Pelton turbines), the maximum steady-state runaway speed shall be measured taking into account the most unfavourable combination of operating nozzles.

Subclause 6.8.3.1 explains how the model runaway characteristics are determined for different types of machines and Figure 74 to Figure 76 give some examples of graphical representation of the runaway speed factor $n_{ED,R}$.

For reaction machines, the influence of cavitation on model runaway data is to be checked (see 6.8.3.2). The relevant σ_{pl} value shall first be agreed on; it shall relate to the most unfavourable plant conditions which can occur during runaway (often at maximum specific hydraulic energy). There are then two possible methods for checking the influence of cavitation:

a) perform the model runaway tests at a sufficiently high Thoma number, and then check at selected, critical operating points the influence of cavitation by means of σ-variations, i.e. establish curves $n_{ED,R}$ (σ) and $Q_{ED,R}$ (σ) for each of these points;

b) carry out the model runaway tests at $\sigma_M = \sigma_{pl}$ and at $\sigma_M > \sigma_{pl}$.

5.5.3.8 Tests to check additional data

The procedures applied for tests, such as:

- pressure fluctuations;
- guide vane torque;
- four-quadrant performance characteristics;
- axial/radial thrust;

are described in Clause 7, which details the relevant aspects of these additional tests.

5.5.3.9 Daily log and final protocol on acceptance tests

A daily log shall summarize, for each day:

- names of the persons participating in the tests;
- activities such as checks, calibrations, test series, discussions;
- agreements, decisions and unresolved issues with respect to test results;
- modifications of the technical programme and/or test programme.

At the end of the acceptance tests, a final protocol shall be established covering at least:

- purpose of acceptance tests;
- location and date of tests;
- names of persons participating;
- identification of the model and/or the model components;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- comments and/or conclusions on:
  - inspection of test rig, instrumentation and installation of the model;
  - calibration of instruments;
  - sample calculation (data acquisition system);
  - check of model geometry;
- discussion of results and comparison with guaranteed and/or specified data, covering at least:
  - performance tests;
  - cavitation tests;
  - runaway tests;
- conclusions regarding whether:
  - guarantees and specifications have been met;
  - test results are complete with respect to the technical programme and technical specification for the model tests;
- agreements on:
  - additional tests (if any);
  - documentation of test results;
  - shipment or storage of the model.

5.5.4 Faults and repetition of tests

5.5.4.1 Types of faults and consequences

During the acceptance tests, faults in the model, test rig, instrumentation or data processing may arise, such as:

a) mechanical faults in the model:
   - bearing or seals of the model fail and effect a change of mechanical friction losses. Replacement bearings and/or seals need to be fitted, but the mechanical friction losses may have changed;
   - running clearances and/or throttling conditions in piping for leakage discharge may have changed, effecting changes in hydraulic performance;
   - guide vanes and/or runner/impeller blades become misaligned affecting performance and/or cavitation pattern;
   - mechanical defect on runner/impeller or on other model components occurs.

b) faults in the test rig or instrumentation:
   - unusual variations of speed, specific hydraulic energy or discharge are introduced due to faults in the auxiliary control systems of the test rig or due to malfunctioning of components;
   - additional leakage due to an open valve or a defect in the measuring leads is detected;
   - excessive shift of instrument indications at zero conditions before and after a series of tests is detected.

c) faults in data processing:
   - malfunctioning of the data acquisition system may produce faulty test results;
   - faulty test results are produced due to incorrect reference or calibration data.

The correction of such faults shall be closely supervised by the chief of tests and all parties concerned.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

In comparative tests, particular care shall be taken to ensure that none of the parties is advantaged from the results obtained up to that point. The tests shall be completed in the manner they began and without modification of the hydraulic design.

After correction of the fault, several preparatory tests and/or preliminary tests should be made to ensure that the model is behaving exactly as it was before the faults occurred. If its performance is proven to have changed, then by mutual agreement, the previous series of tests shall either:

- be allowed to stand, and no further tests be deemed necessary;
- or be declared invalid and the whole series of tests repeated.

5.5.4.2 Procedure for repetition of tests

Any of the parties shall have the right to require interruption and/or repetition of the tests, provided the chief of tests deems valid the reasons put forward, for example:

- unsatisfactory agreement between calibrations before and after tests;
- test rig, instrumentation or data processing malfunction;
- mechanical faults in the model;
- non-compliance, to a significant degree, with this document, except as otherwise agreed beforehand.

In such a situation, the other party(ies) and/or the chief of tests may also demand a repetition of the tests. It is recommended that the subject of repeated tests, repeated calibrations and the responsibility for the associated costs be subject to written agreement beforehand.

If no agreement can be reached on how to conduct such a repetition of tests or who is responsible for the additional costs, the matter shall be referred to an independent arbitrator acceptable to all parties.

5.5.5 Final test report

After completion of all tests according to the technical specification for model tests (see 5.5.1.2) and the technical programme (see 5.5.3.2), a final test report shall be prepared in accordance with the rules set out in this document and signed by the chief of tests. The parties shall agree whether a draft of the whole report or only selected chapters have to be approved before distributing the final version.

The final report shall cover primarily the following items:

1) object and purpose of tests, with reference to technical specification of model tests including relevant guarantees and other contractual data;
2) records of all agreements, and other essential documents pertinent to the tests;
3) personnel taking part in the tests;
4) description of the model machine together with drawings showing, as a minimum, the main section of the model and its general arrangement in the test rig;
5) description of the test rig and the measuring equipment, including calibration methods and data processing;
6) calculation of model test results and transposition to contractual model and/or prototype conditions (including consideration of scale effects, if any);

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7) calibration data and inspection reports;
8) test procedures for the different types of tests;
9) log covering activities related to the specified tests and the sequence of different tests;
10) relevant test records and data sheets from measurements and observations of the various tests, together with the test results graphically represented. If mutually agreed, some of the data can be transferred electronically;
11) calculation of uncertainties of measurement with reference to the calibration data, results and further observations;
12) discussion and interpretation of test results and comparison with guaranteed and other contractual data;
13) conclusions as to whether or not the guaranteed and contractual requirements have been met, and the tests are complete with respect to the technical specification.

5.6 Introduction to the methods of measurement

5.6.1 General

It is recognized that no physical quantity can be measured without error. Consequently, the result of any measurement is worthless if not accompanied with the associated uncertainty estimated at a given confidence level. General prescriptions on analysis and combination of uncertainties are given in 6.9.

The quantities to be measured during a model test to verify the main hydraulic performance guarantees defined in 4.2 require a high level of accuracy. For this reason, the prescriptions given in Clause 6 of this document are mandatory in order that the test may be deemed to be in accordance with this document. Subclause 5.6.2 gives prescriptions on how to calculate the quantities (power, efficiency) which are derived from the basic quantities (discharge, specific hydraulic energy, shaft torque, speed of rotation). Hydraulic quantities such as *NPSE* and σ related to the influence of cavitation on the hydraulic performance are determined from the same physical measurements, and thus with the same accuracy, as those used for the above basic quantities.

Additional quantities are determined mainly for guidance, even if some of them may be of contractual interest (see Clause 7).

5.6.2 Measurements related to the main hydraulic performance guarantees

5.6.2.1 Hydraulic efficiency

The purpose of a model acceptance test on a hydraulic machine, in accordance with this document, is to compare the achieved hydraulic performance, expressed either as the measured model performance or transposed to prototype performance, with guarantees given by the supplier.

Since there is no correlation between the mechanical losses (power dissipated in the guide bearings, thrust bearings and shaft seals) of the model and those of the prototype, the comparison shall be based on the mechanical power of runner/impeller P_m (see 3.4.9.3) and hydraulic efficiency η_h (see 3.4.10.1) and not the mechanical power of the machine P (see 3.4.9.2) and efficiency η (see 3.4.10.3).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Hydraulic efficiency is calculated from the mechanical power P_m transmitted through the coupling of the runner/impeller and the shaft and the hydraulic power P_h exchanged with the water. It is given by:

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} \text{ for a turbine}$$

and

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_m} \text{ for a pump}$$

It shall be noted that according to these definitions, the disc friction losses and leakage losses (volumetric losses) are considered in this document as hydraulic losses, and therefore no correction is made.

The principle of the method involves the measurement of discharge Q, specific hydraulic energy E, torque T and rotational speed n.

The direct determination of hydraulic efficiency by the thermodynamic method is not recommended for model acceptance tests.

5.6.2.2 Hydraulic power

The determination of hydraulic power requires the knowledge of the specific hydraulic energy of the machine and of the mass flow rate through the high-pressure reference section of the model. The formula is:

$$P_h = E(\rho Q)_1$$

Any transfer of water to or from the system between the reference section and the discharge measuring section shall be taken into account. Where the volume flow rate is measured, the value obtained shall be associated with the value of water density in the conditions of pressure and temperature prevailing in the discharge measuring section.

Subclause 5.7 explains how to determine the values of physical quantities such as the local acceleration due to gravity, the water density, etc. either by direct measurement or from internationally recognized formulae or tables. Methods of discharge measurement are described in 6.2. Methods of specific hydraulic energy determination, from pressure measurement in accordance with 6.3 (or possibly from water level measurement in accordance with 6.4), are described in 6.5.

5.6.2.3 Mechanical power

Calculation of the mechanical power from the measurement of electrical power at the motor/generator terminals and from the efficiency of the latter is not recommended for model acceptance tests. Thus the determination of mechanical power at the runner/impeller requires knowledge of the torque supplied by/applied to the runner/impeller and of the rotational speed:

$$P_m = 2\pi n T_m$$

Methods of torque measurement are described in 6.6. Methods of rotational speed measurement are described in 6.7.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.6.2.4 Computation of efficiency

From the definitions given in the previous subclauses, the hydraulic efficiency of a model in the operating conditions prevailing during a point may be calculated by:

$$\eta_h = \frac{2\pi n T_m}{E(\rho Q)_1} \text{ for a turbine}$$

and

$$\eta_h = \frac{E(\rho Q)_1}{2\pi n T_m} \text{ for a pump}$$

When the guarantees are referred to the prototype performances, the hydraulic efficiency and mechanical power of runner/impeller of the prototype shall be determined from the corresponding quantities of the model by applying a transposition formula, as explained in 6.8.2.4. The mechanical losses of the prototype shall then be taken into account to determine the mechanical power of the machine P (power delivered by the turbine shaft or to the pump shaft) and the total efficiency of the hydraulic machine $\eta = \eta_h \cdot \eta_m$, more simply called "efficiency" in this document (see 3.4.10.3).

5.6.3 Measurements related to additional data

In addition to the verification of the main hydraulic performance guarantees, model tests may be used to determine some additional data (see Clause 7). This implies the measurement of the stationary and/or fluctuating components of various hydraulic or mechanical quantities.

5.6.4 Acquisition and processing of data

Whatever the quantity to be measured, particular care shall be given to the method of averaging a fluctuating signal to obtain the true mean value of the physical quantity and to the analysis of this signal to characterize the frequency and amplitude of the fluctuations. Subclauses 6.1 and 7.2.1 give guidance on the requirements of the system of measurement and on data processing for obtaining average and fluctuating quantities respectively.

5.7 Physical properties

5.7.1 General

This subclause defines the main physical properties needed to characterize the hydraulic behaviour of hydraulic machines. The terms and definitions of most of these quantities are listed in 3.4.4 together with their symbols and units.

The formulae, which can be used in data processing to calculate these quantities, are listed in 5.7.2, 5.7.3 and 5.7.4. For convenience, tables of numerical values derived from these formulae are given in Annex B.

5.7.2 Acceleration due to gravity

Acceleration due to gravity g (see 3.4.4.1) is given as a function of latitude and altitude:

$$g = 9{,}780\,3\left(1 + 0{,}005\,3\sin^2\varphi\right) - 3\times10^{-6}z \ \ \mathrm{m\cdot s^{-2}}$$

where

- φ is the latitude in radians;
- z is the altitude in metres.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Values of g are given in Table B.1 and are represented in Figure 24.

The international standard value of acceleration due to gravity g_n is 9,806 65 m·s^{-2}.

If measured values of g are available, they shall be used. The local value of g can be measured for example by a pendulum or free fall (in vacuum).

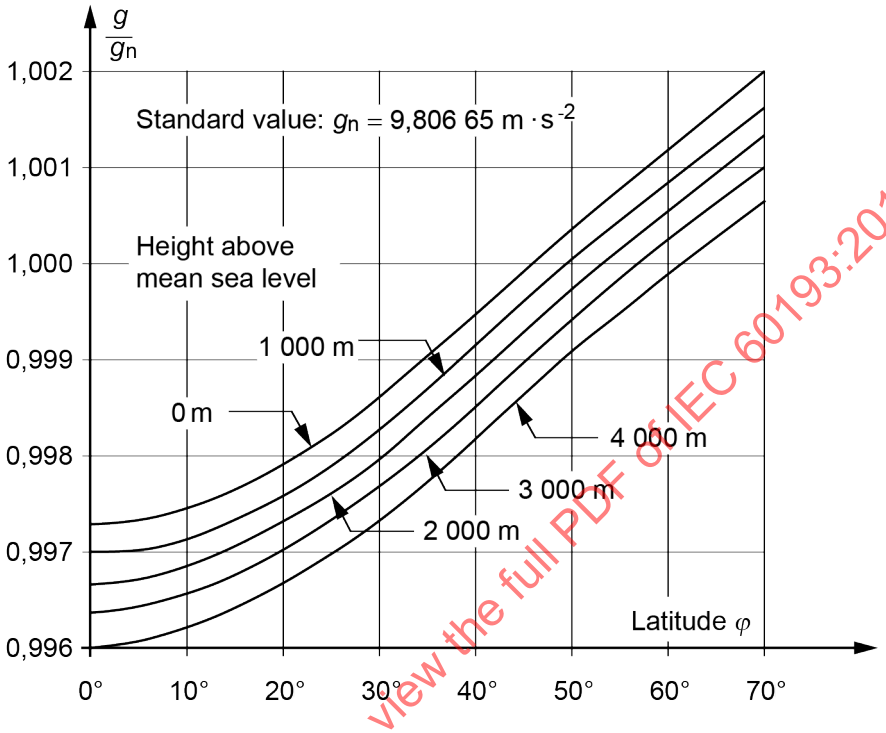


Figure 24 – Acceleration due to gravity g (m · s^{-2})

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.7.3 Physical properties of water

5.7.3.1 Density of water

5.7.3.1.1 Application of the density of water

In testing hydraulic machines, the density of water ρ (see 3.4.4.3) shall be known in order to:

- determine the specific hydraulic energy of machine E from pressure measurements (see 3.4.7.1);
- determine the mass flow rate (ρQ) needed for the calculation of the hydraulic power (see 3.4.9.1);

and, if necessary, to:

- calculate the pressure from measurements by using a water column manometer (see 6.3.4.2.1);
- determine the discharge when the weighing method is used for the measurement itself or for the calibration (see 6.2.4.1 and 6.2.4.2).

5.7.3.1.2 Density of actual water

The water used for model testing in the laboratory contains slight quantities of dissolved substances, depending on the local hydrological conditions. Therefore, its actual density ρ_{wa} is higher than that of distilled water ρ_{wd} (see 5.7.3.1.3). However, the value of ρ_{wa} in the model test equipment generally differs by less than 0,05 % from the value of distilled water ρ_{wd}.

For calculation of the hydraulic efficiency, this deviation is negligible if the determination of the specific hydraulic energy of the machine *E* is predominantly obtained by pressure measurement. Therefore, in most cases, it is sufficient and suitable to apply the values for distilled water.

However, if it is necessary to determine the density ρ_{wa} of the water actually used, several methods can be applied:

- an indirect method using a calibrated pressure gauge connected to a static free water level, as described in 6.3.5.2;
- direct methods such as a precision hydrometer (e.g. a pycnometer or so called "density bottle") or a buoyancy method.

It may be assumed that the ratio of the actual and distilled water densities is constant whatever the pressure and temperature. So, if the density of the actual water has been measured at certain conditions c of pressure and temperature ($\rho_{wa,c}$), its value for any other condition can be calculated by:

$$\rho_{wa} = \left(\frac{\rho_{wa,c}}{\rho_{wd,c}} \right) \rho_{wd}$$

where ρ_{wd} and $\rho_{wd,c}$ are calculated in accordance with 5.7.3.1.3.

5.7.3.1.3 Density of distilled water

The formula for the density ρ_{wd} of distilled water as a function of temperature and pressure is derived by Herbst and Roegener [1][6] from the empirical state equation of the free enthalpy of distilled water. In determining the coefficients below, all the test results of Kell and Whalley [2] and of Kell, McLaurin and Whalley [3] were used.

$$\rho_{wd} = 10^2 \left[\sum_{i=0}^{3} \sum_{j=0}^{3} R_{ij} \cdot \alpha^j \cdot \beta^{(i-1)} \right]^{-1}$$

where

$$\beta = \frac{1}{p^*} \left(p_{abs} + 200 \times 10^5 \right)$$

$$\alpha = \frac{1}{\theta^*} (\theta - \theta_1)$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6 Numbers in square brackets refer to the Bibliography.

with

p^* = 10^5 Pa;

θ^* = 1 °C;

from 0 °C to 20 °C: θ_1 = 0 °C;

from 20 °C to 50 °C: θ_1 = 20 °C

The formula is valid in the used pressure range from p_{abs} = 0 Pa to 150 × 10^5 Pa

Table 6 furnishes the coefficients R_{ij} ($m^3 \cdot kg^{-1}$).

Table 6 – Coefficients of the Herbst and Roegener formula

***R*(*i*,*j*) in the temperature range 0,0 °C to 20,0 °C**				
i	*j* = 0	*j* = 1	*j* = 2	*j* = 3
0	0,446 674 155 7 × 10^{-4}	−0,559 450 069 7 × 10^{-4}	0,340 259 195 5 × 10^{-5}	−0,413 634 518 7 × 10^{-7}
1	0,101 069 380 2	−0,151 370 926 3 × 10^{-4}	0,106 379 874 4 × 10^{-5}	−0,814 607 899 5 × 10^{-8}
2	−0,539 839 211 9 × 10^{-5}	0,467 275 668 5 × 10^{-7}	−0,119 476 536 1 × 10^{-8}	0,136 632 205 3 × 10^{-10}
3	0,778 011 812 1 × 10^{-9}	−0,161 939 132 2 × 10^{-10}	0,588 354 748 5 × 10^{-12}	−0,875 401 428 7 × 10^{-14}
***R*(*i*,*j*) in the temperature range 20,0 °C to 50,0 °C**				
i	*j* = 0	*j* = 1	*j* = 2	*j* = 3
0	−0,441 035 565 0 × 10^{-4}	0,305 225 289 8 × 10^{-4}	0,920 784 842 7 × 10^{-6}	−0,259 043 119 8 × 10^{-7}
1	0,101 126 989 2	0,176 395 623 4 × 10^{-4}	0,575 034 004 4 × 10^{-6}	−0,192 376 997 8 × 10^{-8}
2	−0,483 244 116 3 × 10^{-5}	0,153 328 170 4 × 10^{-7}	−0,374 972 129 4 × 10^{-9}	0,132 280 418 0 × 10^{-11}
3	0,619 443 332 7 × 10^{-9}	−0,316 454 043 1 × 10^{-11}	0,631 138 912 3 × 10^{-13}	0,246 924 934 2 × 10^{-15}

Instead of the formulae of Herbst and Roegener [1], the formulae of Borel and Lan [4] or of Haar, Gallagher and Kell [5] can also be used for calculation by computer.

All these authors have taken the experimental values of [2] and [3] as their basis. The values of these references are within the same range of accuracy (±0,01 %) in the range of temperature and pressure as mentioned above.

For numerical application, the simpler empirical equation of Weber [6], somewhat transformed, may be used. The values calculated for temperatures up to 35 °C and pressures up to 150 × 10^5 Pa are within the same range of accuracy as mentioned above:

If V is the specific volume in $m^3 \cdot kg^{-1}$:

$$V = \frac{1}{\rho} = V_0 \left[(1 - Ap) + 8 \times 10^{-6} (\theta - B + Cp)^2 - 6 \times 10^{-8} (\theta - B + Cp)^3 \right]$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

with

$V_0 = 1 \times 10^{-3}\ m^3 \cdot kg^{-1}$

$p = p_{abs}$ (Pa)

θ = temperature (°C)

$A = 4{,}669\ 9 \times 10^{-10}$

$B = 4{,}0$

$C = 2{,}131\ 891\ 3 \times 10^{-7}$

Values for distilled water on the basis of the formula of Herbst and Roegener [1] are given in Table B.2 and are represented in Figure 25.

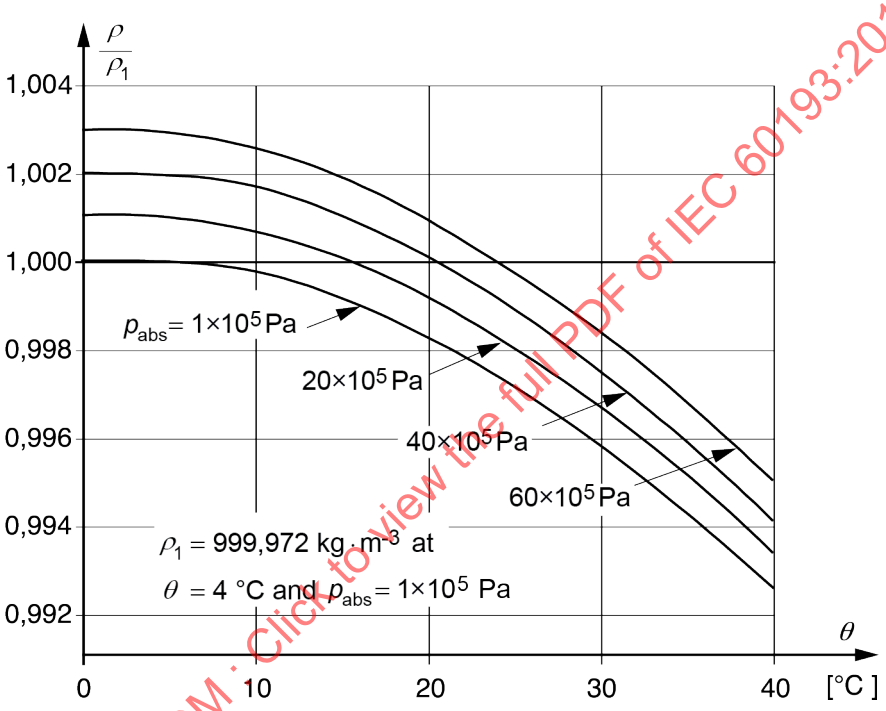


Figure 25 – Density of distilled water ρ_{wd} (kg · m^{-3})

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.7.3.2 Condition of water during test

5.7.3.2.1 General

As stated in 5.1.2.3 and 5.3.6.2, to determine the influence of cavitation on the performance of the machine, it is useful to know, in addition to pressure and temperature, other conditions of the water passing through the machine. The following components effect the quality of water during testing:

- **nuclei** which are small air or gas bubbles with a diameter less than 50 µm;
- **critical nuclei** which are nuclei with diameters large enough to explode under operating test conditions;
- **nuclei content** (see 5.1.2.3) in terms of number of nuclei per unit volume of water. The nuclei content corresponds approximately to the undissolved gas (air) content in terms of volume per unit volume of water;
- **dissolved gas content** in terms of mass of dissolved Oxygen per unit volume of water (kg·m^{-3}).

Possible extreme conditions for water are:

- completely degassed water (water with no nuclei and no gas content);
- completely saturated water (water saturated with dissolved gas, however with low content of nuclei);
- high nuclei content of water due to an artificial injection, independently of the content of dissolved gas.

A value for the required nuclei content can not be specified since it depends on model scale, test specific hydraulic energy, test rig limitations and other factors. Therefore, there is no requirement that the nuclei content be measured if the nuclei content does not influence the cavitation curve in the operating range of interest.

In any case, it is recommended that the value of dissolved oxygen content be kept between 3×10^{-3} kg·m^{-3} to 6×10^{-3} kg·m^{-3} to perform cavitation tests in good conditions. However, this could limit the value of the nuclei content. Therefore, the value of the test specific hydraulic energy should be high enough to enable a sufficient number of critical nuclei.

It is additionally recommended to perform the cavitation tests with the minimum test specific hydraulic energy values reported in Table 7.

Table 7 – Minimum test specific hydraulic energy

Type of reaction machine	Pump-turbine	Low specific speed Francis	High specific speed Francis	Kaplan and propeller	Bulb
Minimum test specific hydraulic energy (E)	300 J·kg^{-1}	300 J·kg^{-1}	200 J·kg^{-1}	50 J·kg^{-1}	30 J·kg^{-1} [a)]
[a)] But not exceeding prototype specific hydraulic energy value					

5.7.3.2.2 Determination of nuclei and gas (air) content in water

5.7.3.2.2.1 Nuclei content in water

The determination of the nuclei content of water requires the measurement of the number and of the critical pressure of nuclei. Methods for the measurement and regulation/injection of nuclei are described in [7] and [8].

5.7.3.2.2.2 Gas content (air content) in water

Water normally contains gases in dissolved or undissolved form. These gases may be air or other substances such as carbon dioxide (CO_2).

a) Dissolved gas content

The maximum possible amount of dissolved gases depends on the pressure and temperature of the water and the actual gas content shall be measured. Two types of sensors are most commonly used to measure dissolved oxygen content:

– an electrical analyser where oxygen diffuses through a permeable membrane;

– an optical probe.

The Winkler method, using iodometry, may also be used. It is accurate, but its application is difficult.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

b) Undissolved gas content

A gas completely dissolved on the high-pressure side of a hydraulic machine may become free while moving from the high-pressure side to the low-pressure side of the circuit, thus changing the behaviour of the machine. For this reason, the testing rig should be degassed prior to cavitation testing. While there is no requirement to measure undissolved gas content, a method for this measurement is described in [9].

A direct measuring probe or a water sampling probe should be installed in a location where the flow is not influenced by free gas cavities.

5.7.3.3 Kinematic viscosity

The kinematic viscosity ν (see 3.4.4.6) of water depends on its temperature θ and absolute pressure p_{abs} and is derived from the basic physical property dynamic viscosity μ using $\nu = \mu / \rho$.

A formula for μ is given in [10].

However, for practical reasons in hydraulic machinery, an approximate value of ν can be computed using the following formula:

$$\nu = \mathrm{e}^{\left(-16{,}921+\frac{396{,}13}{107{,}41+\theta}\right)}$$

Using this equation, the average deviation from the standard values given in [11] is ± 0,05 %, the maximum deviation is ± 0,09 %.

The influence of pressure is negligible. The deviation for $p = 10 \times 10^5$ Pa against a reference pressure of $p = 10^5$ Pa is about −0,05 %.

Values for ν are given in Table B.3.

5.7.3.4 Vapour pressure

The vapour pressure p_{va} (see 3.4.4.4) of water between the water temperatures of θ = 0 °C and θ = 40 °C can be calculated using the following empirical formula:

$$p_{va} = 10^{\left(2{,}786\,2+0{,}031\,2\theta-0{,}000\,104\theta^2\right)}$$

The resulting error is less than ±7 Pa. Numerical values of p_{va} are given in Table B.4, see [5].

Attention shall be paid to dissolved chemical substances in water which may influence the vapour pressure.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.7.4 Physical conditions of atmosphere

5.7.4.1 Density of dry air

The density of air ρ_a (see 3.4.4.4) as a function of p_{abs} (see 3.4.6.1) and temperature of air θ can be calculated using the following formula, in accordance with ISO 2533:

$$\rho_a = \frac{3{,}483\ 7 \times 10^{-3}\, p_{abs}}{273{,}15 + \theta}$$

Values of ρ_a are given in Table B.5.

The influence of humidity on the density of air is negligible for the determination of E.

5.7.4.2 Ambient pressure

Normally, the ambient pressure p_{amb} (see 3.4.6.2) is the barometric pressure measured in the laboratory by a barometer. For conversion of test results to the conditions of prototype at site (e.g. determination of *NPSE* or σ of the site) the ambient pressure shall be calculated using the standard atmosphere defined in ISO 2533.

Using sea level as the baseline reference, the ambient pressure may be calculated by the following approximate formula derived from ISO 2533:

$$p_{amb} = 101\,325\left(1 - 2{,}256 \times 10^{-5} z\right)^{5{,}256}$$

where

z is the elevation (m).

The resulting error is less than ±15 Pa. Values for p_{amb} from ISO 2533 are given in Table B.6.

5.7.5 Density of mercury

The density of mercury ρ_{Hg} (see 3.4.4.4) used in liquid manometers is calculated for pure mercury by the following equation:

$$\rho_{Hg} = (13{,}595 - 2{,}46\theta)\left[1 + 3{,}85 \times 10^{-11}(p - p_0)\right]$$

where

p_0 = 101 325 Pa (standard ambient pressure at sea level)

Values of ρ_{Hg} are given in Table B.7, see [12].

Mercury used in practical applications may be contaminated by dissolved metal or by other materials. To ensure valid measurements the mercury shall be pure and clean.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6 Main hydraulic performances: methods of measurement and results

6.1 Data acquisition and data processing

6.1.1 Overview

Data acquisition and data processing involve the conversion of measured signals into appropriate engineering units through a measuring chain of several components such as transducers, multiplexers, signal converters or conditioners, data storage equipment and computers. The final output is a presentation of parameters as meaningful performance data.

The measurands are fluctuating quantities. However, their average values are of main interest for the determination of the main hydraulic performances of a model.

For terminology, see 3.2.

6.1.2 General requirements

The output from the data acquisition and data processing system shall be a true reflection of the measurand.

Documented calibration procedures shall exist for all instruments in use. Maintained records of all measurement standards and measuring equipment used to establish compliance to specified requirements shall also exist.

Where applicable, it should be made possible via parallel connections to witness *in situ* the calibration of all instruments in the measuring chain by a primary method to verify that the complete data acquisition system represents the measurand within the specified limits. This usually means that the same signal path, hardware and software configuration shall be used during both calibration and performance testing.

During a performance test, the averages of each of the measured quantities shall be obtained by measurements performed during the same time interval.

A possible check of the complete measuring chain would be to have parallel instrumentation. It is also preferable to have the capability of comparing the results from the data acquisition system and the reference instrument(s) even under running conditions of the machinery being tested.

6.1.3 Data acquisition

6.1.3.1 General

The data acquisition system may be arranged in different ways (including manual methods) depending on the hardware available and the chosen averaging method.

Possible arrangements and examples of different data acquisition systems are given. Usually a combination of different systems is used.

6.1.3.2 Time multiplexing system

In a time multiplexing system (Figure 26), the measurands are measured via multiplexers that scan the channels sequentially a number of times during a given time period.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The calculated average value of the measurand is taken for further processing.

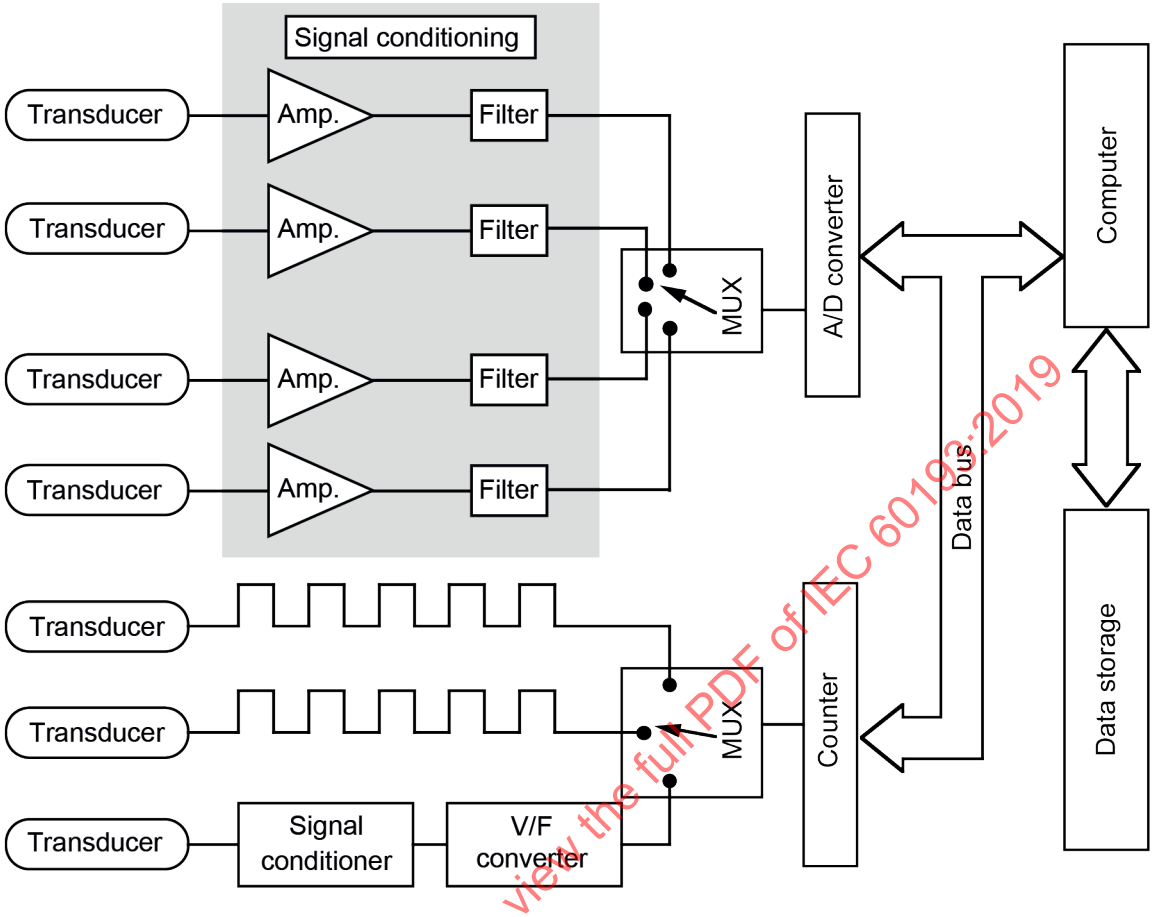


Figure 26 – Time multiplexing data acquisition system

6.1.3.3 Parallel measuring system

In a parallel operated system (Figure 27), the measurands are measured by a computer collecting the data directly from each channel. This arrangement makes possible high-speed data logging and simultaneous sampling of all the channels (see 6.1.4.5).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

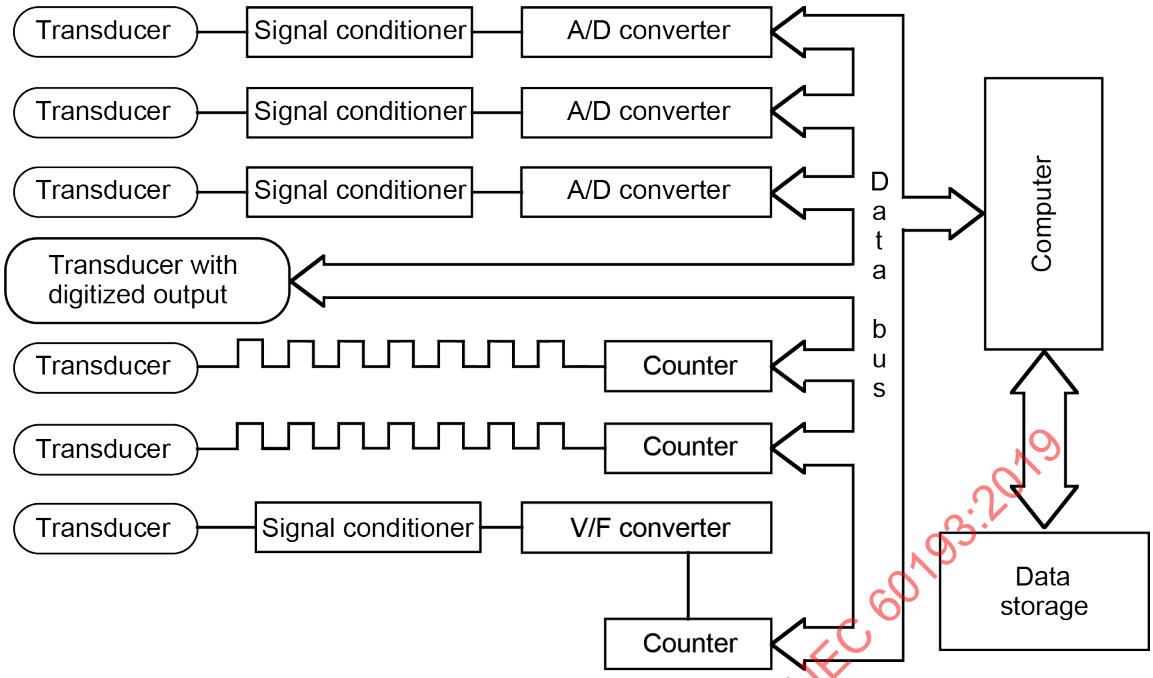


Figure 27 – Bus operated data acquisition system

6.1.4 Component requirements

6.1.4.1 General

The components in the measuring chain shall be able to manage the frequency range of interest.

Components transferring information about the measurand to the transducer, for example pressure lines, can cause spurious effects and cause errors in the measurements.

For all the components in the measuring chain, note that temperature variations, in their environment, can cause errors in the measurements outside the specified limits.

Properties such as linearity and hysteresis shall be documented during calibration.

6.1.4.2 Transducer

Transducers used for the measurement of performance parameters should operate in a stable temperature environment. They should be located where they are not influenced by temperature variations, for example from direct sunlight, heating panels, ventilation channels, etc.

The dynamic behaviour of the measurands shall be known, as the transducers shall only be used in the frequency domain they are designed for.

Care should be taken when using transducers with special inherent damping property or adjustable response time, and transducers with extremely high deflection of the sensing element. Such transducers can cause erroneous measurements in both averaging and oscillating measurements.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.1.4.3 Cables and termination

The signal path between transducers and amplifier shall be designed in such a way that external influences on the signals (e.g. from power lines or temperature variations) are minimized. Proper shielding and grounding shall be observed. Connectors and terminations shall have stable, reliable mechanical and electrical properties.

Even if all the above precautions have been taken, additionally be aware of spurious influences from the power network on the measurement results.

6.1.4.4 Signal conditioning

6.1.4.4.1 Amplifier

To exploit the resolution of the A/D converter, the output range of the amplifier shall match the input range of the converter.

The amplifier shall be located as close as possible to the transducer to minimize the influence of noise pick-up in the cabling.

The output from transducers with analogue output are often amplified and filtered in a signal-conditioning unit.

6.1.4.4.2 Filter

When choosing filters, special attention should be paid to properties such as:

- a.c. signals: cut-off frequency, attenuation (order) and time delay;
- d.c. signals: offset, temperature drift and linearity.

In analyses where simultaneous measurement of two or more measurands is important, be aware of delays in the conditioning and data acquisition systems. Filters cause delays (phase shift) that are a function of the filter type and the cut-off frequency (Figure 28).

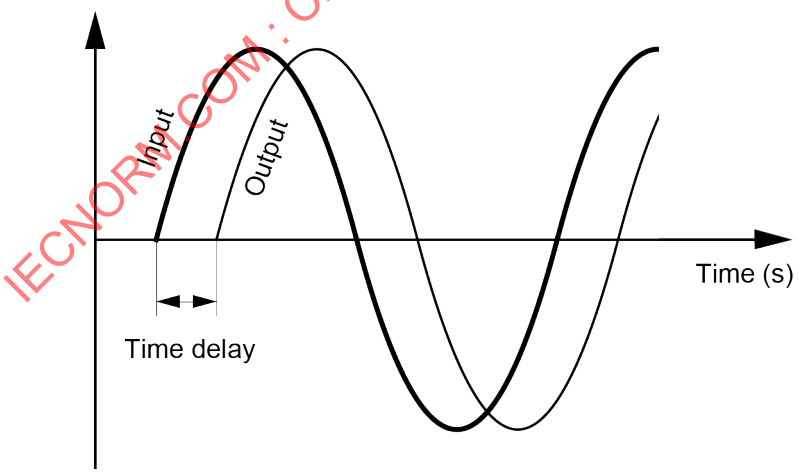


Figure 28 – Time delay

The cut-off frequency of a low-pass filter shall be a maximum of half the sampling frequency in order to avoid aliasing effects. This is illustrated in Figure 29. In practice, however, a cut-off frequency of one-third or less of the sampling rate is used.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

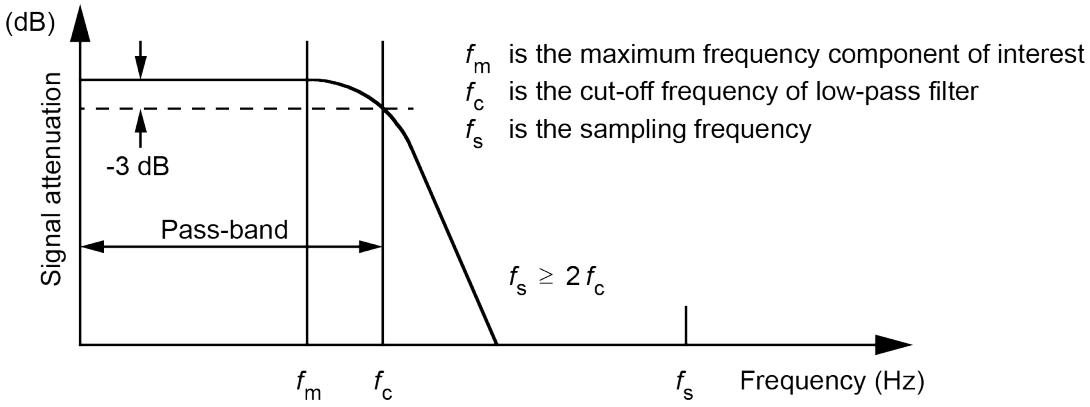


Figure 29 – Typical low-pass filter attenuation characteristics

6.1.4.5 Multiplexer

The effective switching rate for the multiplexer shall be compared to the requirements for each measurand. Because the A/D converter is sampling several channels sequentially, the sampling rate for each channel is reduced in proportion to the number of channels.

The switching system is mostly either of a relay or a solid state switching type. Relay switching is usually more accurate than the solid state switching, but has a lower switching rate. When switching between different voltage levels, be aware of interference effects between neighbouring channels. Generally, these errors increase with the switching rate.

6.1.4.6 Analogue-to-digital converter

Before the continuous analogue signal can be read by the computer, the signals shall be digitised.

Important parameters for analogue-to-digital converters are the conversion time, resolution, accuracy, input range, temperature drift and linearity.

The resolution of an A/D converter is defined as the number of bits the converter uses to describe the analogue signal. A 3-bit converter divides the range into $2^3 - 1 = 7$ divisions.

For performance tests, a minimum requirement would be a 14-bit resolution. For dynamic measurements, a lower resolution can be accepted.

To obtain simultaneous measurements during A/D conversion, one A/D converter per channel or a simultaneous sample-and-hold equipment can be used.

6.1.4.7 Computer

The controller in the data acquisition system is the computer. It shall have the following function to configure and synchronize the data logger, handle data transfer, communicate with peripheral equipment, perform calculations and present results.

The computer interface should have a selectable data transfer rate (baud rate) enabling it to communicate with and control different devices on the bus.

6.1.4.8 Data processing

Typical software tasks are:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- control of the data acquisition system;
- calculation of calibration coefficients;
- conversion of electrical values into engineering units;
- calculation of average values and other statistics;
- calculation of data;
- evaluation of uncertainty due to random errors;
- presentation of results;
- data storage.

The raw data for each parameter in an acceptance performance test shall be available after the evaluation of a test point in order to perform a manual calculation and verify the computer code.

If possible, essential performance data should be continuously displayed during the test to give an overview of model performance together with the hydraulic system to which it is connected.

The number of samples and the sampling rate shall reflect the characteristics of the complete measuring chain to give:

- an accurate mean value for performance measurements;
- a satisfactory determination of the necessary characteristics of oscillating measurements.

6.1.5 Check of the data acquisition system

6.1.5.1 General

Each measuring chain shall have a complete schematic diagram showing its main components. This will help the parties to decide where checks should be made when particular problems occur, or when oscillating signals need to be more closely investigated. Figure 30 shows some typical measurement chains with suggested test and checkpoints.

6.1.5.2 Transducer with analogue output

In Figure 30, point 1 is a test point for determining the dynamic behaviour of the measurand.

Proper operation of the signal conditioning system can be confirmed by correlating signals at input point A to test point 3.

Proper amplifier operation can be confirmed by correlating signals at input point A to test point 2.

Proper filter operation can be confirmed by correlating signals at input point B to test point 3.

To check the proper operation of the multiplexer and A/D converter, a reference signal can be applied to point C, and compared with the output at point 5.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

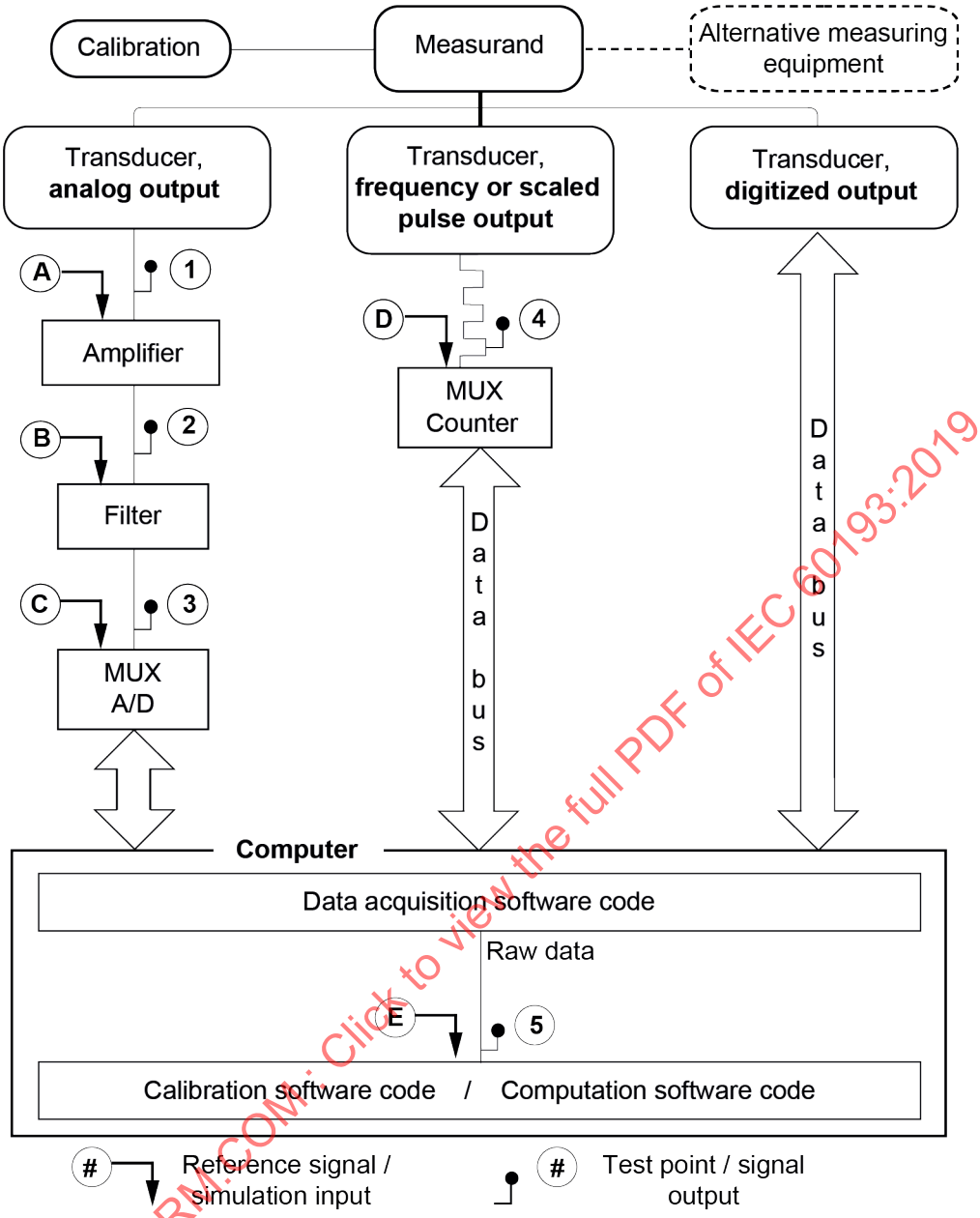


Figure 30 – Different measurement chains and their recommended checkpoints

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.1.5.3 Transducer with frequency or scaled pulse output

The signal quality shall be controlled at point 4 to ensure proper triggering of the counter. A reference signal can be applied at point D to check the timebase of the counter.

6.1.5.4 Transducer with digitized output

The transducer and a measurement chain of this kind can best be checked during calibration.

6.1.5.5 Check for bias effects

To check that the signal conditioning system does not give any bias effects, the output signal from the system may be correlated with the input signal. The latter could be a reference signal

from a separate electrical source. The checkpoints are indicated in Figure 30 at point A and point 3.

6.1.5.6 Software code

The software code for data acquisition and processing can be verified by using the raw data read at control point 5, manually checking the calculations and then comparing these results with the results from the software code.

The performance algorithm can be verified by entering numerical values at point E giving a known performance result.

It should be documented that the algorithms used for the calibration of a measuring chain are equivalent to those used in the performance computation.

6.2 Discharge measurement

6.2.1 General

As far as possible, there should be no loss or gain of water between the machine and the discharge measuring device. Nevertheless, if such auxiliary discharges exist, they shall be measured independently.

The methods which may be used for measuring the discharge during a model acceptance test can be classified into primary and secondary methods.

6.2.2 Choice of the method of measurement

6.2.2.1 Primary methods

Primary methods are those which need only measurements of fundamental quantities: length, mass and time. In the field of application of this document, the primary methods which may be used are:

- the weighing method (see 6.2.4.1);
- the volumetric method (see 6.2.4.2).

These methods are the most accurate ones. For this reason, and notwithstanding some inherent disadvantages (cumbersome equipment, duration of measurement, etc.), any model test facility shall necessarily include the possibility of using one of these methods; nevertheless, for convenience of use, it is generally supplemented by a secondary method.

6.2.2.2 Secondary methods

Many other methods (see 6.2.5), founded on various principles and thus considered as secondary methods, may be used for discharge measurements in model tests. Although some of them are standardized, the high accuracy required for the purpose of this document makes it mandatory to calibrate the measuring equipment *in situ* under the prevailing test conditions by one of the above primary methods. Consequently, and since repeatability is the most important quality required from the secondary method measuring device, it is not necessary for it to comply with all the requirements of the relevant standards.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The arrangements necessary to carry out such a calibration periodically, without dismantling or modifying the measuring line, shall be provided at the design stage of the test facility.

The main secondary methods of discharge measurement are:

- velocity-area method by means of current-meters or Pitot tubes and tracer methods are very seldom used for model tests, and will not be mentioned in the subclauses that follow;
- thin-plate weirs and differential pressure devices (orifice plates, nozzles and Venturi tubes), even when designed, installed and used in accordance with the relevant ISO standards, do not achieve the accuracy required for model tests, when using standardized discharge coefficients, therefore periodic calibration *in situ* is mandatory;
- various types of flow meters, such as turbine, electromagnetic, acoustic or vortex flow meters; they are particularly convenient to use for they allow quick measurements, their output signal can easily be introduced into a data acquisition system and most of them generate little disturbance in the flow pattern. For the time being, the effect of installation conditions on their response is not established with sufficient accuracy for model tests. Thus, their calibration *in situ* is mandatory and their repeatability over the whole range of flow conditions to be encountered shall be checked regularly.

6.2.3 Accuracy of measurement

6.2.3.1 Reference to ISO standards

A method of measurement is described in detail in the following subclauses only when no standardized procedure exists elsewhere. Whenever possible, reference has been made to existing standards, especially to those published by ISO, which are particularly suited to the precise requirements of this document.

6.2.3.2 Evaluation of uncertainty

The numerical values of measurement uncertainty indicated in the following subclauses are to be used only as guidance. They are valid only:

- with the best conditions for measurement;
- if all requirements specified in this document and in the relevant standards are satisfied;
- if the testing and analysis are carried out by qualified and experienced personnel.

If these conditions are not satisfied, there may be an unpredictable increase in both the systematic and random errors of the discharge measurement.

In each particular case, the actual values of uncertainty due to systematic and random errors shall be evaluated by the user, taking into account the whole measuring system and the operating conditions of the test facility.

The method for combining random and systematic error components to calculate the total uncertainty due to the individual sources of error is explained in 6.9.2.3.4. The final result is then expressed as the uncertainty at a confidence level of approximately 95 %.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.2.3.3 Steadiness of the flow

Whatever method is used, a discharge measurement for a model acceptance test is valid only if the flow is steady or nearly steady during each point.

In most situations, the primary methods require a rather long measurement time and produce only a mean value of the discharge during this time. Thus, it is possible to ascertain a variation of the flow occurring between two runs, but not the possible fluctuations (see 5.4.3).

Most secondary methods quoted in 6.2.2.2 produce quasi-instantaneous readings that have to be averaged to obtain the mean value of the discharge during the point and which can be treated graphically and statistically to assess the nature and the extent of the fluctuations of the flow (see 6.1 and 7.2.1). This is another reason why a test facility should have access to a primary and a secondary method.

6.2.4 Primary methods

6.2.4.1 Weighing method

6.2.4.1.1 Principle of the method

ISO 4185 gives all necessary requirements concerning the measuring apparatus, the procedure, the method for calculating the discharge and the errors associated with the measurement.

Although ISO 4185 specifies two alternative methods, the "static" and the "dynamic" method, only the static weighing method, which consists of diverting the flow to the weighing tank for a measured time and then weighing the diverted quantity, is recommended for the purpose of this document.

The weighing method, which gives only the average discharge value during the time taken to collect a suitable quantity of water, may be considered the most accurate method of discharge measurement.

As stated in ISO 4185, the calibration of the weighing device shall be periodically checked; at least every two years for a mechanical weigh-beam and for a load cell. These intervals may be extended if the calibration history shows stable results.

6.2.4.1.2 Uncertainty of measurement

The weighing method is affected by errors relating to weighing, measuring of filling time, determination of density, taking into account the temperature of the fluid and motion of the diverter. Furthermore, a buoyancy correction shall be made to the readings of the weighing machine to account for the difference between the upthrust exerted by the atmosphere on the liquid being weighed and on the reference mass used during the calibration of the weighing device.

If the installation is carefully constructed, maintained and used, an uncertainty due to systematic errors on the discharge measurement (at a confidence level of 95 %) within ±0,1 % to ±0,2 % should be achieved.

6.2.4.2 Volumetric method

6.2.4.2.1 Principle of the method

ISO 8316 gives all necessary requirements concerning the measuring apparatus, the procedure, the method for calculating the discharge and the errors associated with the measurements.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Although ISO 8316 specifies two alternative methods, the "static" and the "dynamic" methods, only the static gauging method is recommended in this document.

The volumetric method is approximately of the same accuracy as the weighing method and similarly supplies only the average discharge value during the time taken to collect a suitable quantity of water.

As stated in ISO 8316, the calibration of the volumetric tank shall be periodically checked; at least every five years for concrete tanks and every three years for metallic tanks. These intervals may be extended if the calibration history shows stable results.

6.2.4.2.2 Uncertainty of measurement

The volumetric method is affected by errors relating to the calibration of the reservoir, the measurement of levels, the measurement of filling time and the motion of the diverter. The water tightness of the reservoir shall be checked and a leakage correction applied if necessary.

If the installation is carefully constructed, maintained and operated, an uncertainty due to systematic errors on the discharge measurement (at a confidence level of 95 %) within ±0,1 % to ±0,2 % can be achieved.

6.2.5 Secondary methods

6.2.5.1 General requirements

Various types of flowmeter may be used by agreement under the following conditions:

- the device chosen shall be of the best quality available, particularly with respect to its repeatability and its sensitivity to influence quantities (ambient temperature, frequency and voltage of the power supply, etc.);
- the flowmeter and the associated measuring system shall be calibrated by a primary method in the actual operating conditions (see 5.5.2.4 and 6.2.5.8);
- the repeatability of the measurement shall be checked over the whole range of discharge to be measured.

Although their application is not mandatory, the relevant standards and manufacturer's instructions give useful advice concerning the best installation and measurement conditions.

The types of flowmeter most often used are described in 6.2.5.2 to 6.2.5.7.

6.2.5.2 Weirs

Only rectangular or triangular sharp-edged thin-plate weirs may be used within the scope of this document.

For the design of the weir, its installation and the conditions for measuring the head over the weir, ISO 1438 should be referred to; however, the standardized discharge coefficients will not achieve the required accuracy (see 6.2.2.2). In addition, weirs are very sensitive to any change in the distribution of approach velocity and in the condition of the plate (surface roughness of the upstream face, cleanliness and sharpness of the edge, etc.).

The weir is commonly located on the low-pressure side of the machine, and care shall be taken to ensure that smooth flow (free from eddies, surface disturbances or significant amounts of entrained air) exists in the approach channel.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

When the weir is located on the outlet side of the machine being tested, it shall be far enough from the machine or the discharge conduit outlet to enable the water to release its air bubbles before reaching the weir. Stilling screens and baffles shall be used when necessary to give a uniform velocity distribution over the whole cross-section. Disturbed surface or undercurrents, or asymmetry of any kind, shall be corrected by suitable screens.

6.2.5.3 Differential pressure devices

Orifice plates, nozzles or Venturi tubes may be used for discharge measurement in model test facilities, particularly operating on closed circuit without a free water surface.

For the design of the differential pressure device, including its pressure tappings, its installation and operating conditions, refer to ISO 5167-1; however, the standardized discharge coefficients will not achieve the accuracy required in this document (see 6.2.2.2). Other types of differential pressure devices than those described in ISO 5167-1 may also be used.

Differential pressure devices offer high reliability, but are very sensitive to the flow pattern and create a high-pressure loss, particularly orifice plates and nozzles.

The differential pressure generated by the device shall be measured in accordance with 6.3.4.

The connecting lines between the primary device and the pressure gauge shall conform to ISO 2186.

Care should be taken to avoid any cavitation development.

6.2.5.4 Turbine flowmeters

Turbine flowmeters, which generally include a flow straightener, require a minimum upstream and downstream straight length and generate only very slight disturbance of the flow, but create a somewhat high pressure loss. The output signal, which is a frequency measurement, is simple to measure without loss of accuracy. Care shall be taken to maintain the bearings in good condition and to maintain the blades of the turbine clean. The calibration shall be checked at least after each maintenance.

Since cavitation on the runner blades can occur in low-pressure conditions, calibration shall be checked at the lowest test pressure (see 6.2.5.8).

6.2.5.5 Electromagnetic flowmeters

Electromagnetic flowmeters are the subject of ISO 6817 and ISO 9104.

The main advantages of electromagnetic flowmeters are that they generate neither disturbance of the flow, nor pressure loss, and are not very sensitive to wear. They produce an instantaneous reading of discharge and thus are particularly convenient for observing discharge fluctuations. Care shall be taken to detect any drift in the electronic circuitry output and in the surface condition of the electrodes. The calibration shall be checked at least after each maintenance.

6.2.5.6 Acoustic flowmeters

Several methods of acoustic discharge measurement exist. Currently available knowledge is such that the method preferred for the purpose of this document is that based on the

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

measurement of the transit time of acoustic pulses travelling upstream or downstream, preferably including several parallel paths.

The data acquisition and processing system shall demonstrate that the equipment is operating correctly (separate measurement of the average velocity along each individual path, verification of the speed of sound, checking of the proportion of lost pulses, etc.).

More details on this method are given in IEC 60041:1991.

Other kinds of acoustic flowmeters, based, for instance, on the measurement of the refraction of an acoustic beam by fluid velocity, or on the cross-correlation of acoustic signals emitted in two cross-sections, may also be used.

Acoustic flowmeters have the advantage of not introducing any flow disturbance or pressure loss, but are somewhat sensitive to the velocity distribution and to the presence of gas bubbles and acoustic noise. Their sensitivity to turbulence and limited sampling of local instantaneous velocities do not allow the use of successive readings to assess the level of discharge fluctuations.

6.2.5.7 Vortex flowmeters

The principle of vortex flowmeters is based on measuring the frequency of vortex shedding generated by a bluff body inserted in the flow, the frequency of which is proportional to the mean velocity in a given range of Reynolds numbers.

Although many devices of this type are available, experience with this method of discharge measurement is still limited and the method shall only be used with caution. For instance, any vibration of the pipe is liable to alter the measured frequency and shall thus be avoided.

Due to the risk of cavitation on the bluff body of the vortex flowmeter, the calibration shall be checked at the lowest test pressure (see 6.2.5.8).

6.2.5.8 Calibration procedure

As stated above, any device used for discharge measurement by a secondary method shall be calibrated against one of the primary methods described in 6.2.4. The calibration shall be made without dismantling the flowmeter from the test circuit or modifying the flow conditions at the inlet of the flowmeter.

Calibration shall include the whole of the flowmeter and the associated measuring system: for instance an orifice plate, the connecting pipes, the pressure transducer, its power supply and the data acquisition system.

Normally, calibration should be carried out in the actual operating conditions (pressure, temperature, water quality, etc.) prevailing during the tests. Should the pressure encountered during the tests be lower than the minimum pressure attainable in the open circuit used for calibration, it shall then be demonstrated that the flowmeter calibration is not affected by cavitation at that reduced pressure. This may be achieved by using two secondary flowmeters in series, one of which is not sensitive to cavitation effects. It is not permitted to make a discharge measurement with a flowmeter affected by cavitation, even if calibrated in the same operating conditions, as the phenomena involved are not sufficiently reproducible.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Any calibration shall include sufficient measuring points evenly distributed over the whole range of discharge to be measured during tests, to allow an accurate evaluation of their scattering.

In most cases, the result of a calibration can be written, at least in the range of use, as:

$$Q = CR^{\alpha}$$

where

- R is the output signal delivered by the secondary flowmeter;
- α is an exponent which is known by theoretical considerations (α = 1 when R is the frequency of a turbine meter, α = 1/2 when R is the differential pressure of a Venturi tube, α = 3/2 when R is the head over a rectangular weir, etc.);
- C is a discharge coefficient that may be constant or variable over the range of the meter.

It is thus possible to plot the discharge coefficient versus the discharge indicated by the primary method or preferably versus the corresponding non-dimensional coefficient appropriate to the type of flowmeter (Reynolds number for flowmeters in closed conduit, Froude number for weirs).

In any case, the best fitted curve (often a straight line) through the measured points should be determined by a regression technique such as the least squares method. Guidance for deriving this calibration curve and evaluating the associated uncertainty may be found in the ISO 7066 series (see also Annex G).

The secondary flowmeter should normally be calibrated before and after the test (see 5.5.1.6). It may be agreed that the relative deviation $2(Q_1 - Q_2) / (Q_1 + Q_2)$ between both calibrations shall be less than a permissible value specified prior to the test (for instance 0,1 %), with Q_1 and Q_2 being the readings of the secondary flowmeter delivered before and after the test for the same discharge given by the primary method.

If a significant difference appears between both calibrations, the flowmeter and the associated measuring system shall be carefully inspected to find the reason for this deviation and the test may possibly be rejected. A historical record of the flowmeter calibration should be available for inspection and analysis. If no systematic trends occur, an average of all obtained values may be a better approximation of the true value than the mean of the two values obtained before and after the test.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.3 Pressure measurement

6.3.1 General

This subclause deals only with the measurement of the time-averaged value of the pressure, whereas the measurement of pressure fluctuations is described in 7.2.2. Pressure measurements in hydraulic machinery are made in order to determine:

a) quantities of the hydraulic performance such as:
   - specific hydraulic energy E (see 6.5.2 and 6.5.3);
   - net positive suction specific energy $NPSE$ (see 6.5.4);

b) gauge pressures or differential pressures at special locations of the water passage in the model for various purposes: for example to measure the discharge utilizing differential pressure devices (see 6.2.5.3) or to obtain information on:

- local pressure;
- pressure distribution;
- index testing (values to be converted to site conditions).

The pressure p is measured as single gauge pressure or differential pressure at steady-state conditions.

6.3.2 Choice of pressure-measuring section

Special attention shall be paid to the location of the measuring sections; normally they are identical to the reference sections. There should be minimum disturbance of the flow. Normally, the high-pressure and low-pressure reference sections 1 and 2, specified by the contract, should fulfil these conditions. However, under exceptional circumstances where the velocity distribution of the reference section is considerably distorted, this section should be replaced, if possible, by other measuring sections as close as possible to the reference section and offering better flow conditions.

The plane of the measuring section should preferably be normal to the average direction of flow. Its cross-sectional area, which is required for computing the mean water velocity, shall be readily measurable.

The measuring section should preferably be arranged in a straight conduit section but could be slightly convergent or divergent.

6.3.3 Pressure taps and connecting lines

6.3.3.1 Number and location of pressure taps

Generally, for any form of section at least two pairs of opposed pressure taps shall be used (four pressure taps). In the case of circular sections, the four pressure taps shall be arranged on two diameters at right angles to each other. The taps should neither be located at or near the highest point of the measuring section in order to avoid air pockets, nor near the lowest point because of the risk of dirt obstructing the taps.

In the case of non-circular sections (in most cases rectangular sections) the taps should not be located near the corners. If taps are arranged at the top or bottom of a section, special care has to be taken to avoid disturbances due to air or dirt.

If the flow conditions are disturbed or asymmetric, more than four pressure taps shall be used.

Mean pressure measurements at each pressure tap of the same measuring section shall not differ from one another by more than 0,5 % of the specific hydraulic energy of the machine or, for low head machines, by more than 20 % of the specific kinetic energy calculated from the mean velocity in the measuring section (see 6.5.2.4), both referring to operation close to the best efficiency point.

If this requirement is not fulfilled, mutual agreement should be reached to either:

- select another location; or
- to make an evaluation of the specific kinetic energy distribution in the measuring section according to 6.5.2.4; or

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- to accept this deviation, and add arithmetically an additional uncertainty to the measurement uncertainty in the specific hydraulic energy E (see 6.5.2.5 and H.3.4).

6.3.3.2 Design of pressure taps

Pressure taps shall be located in inserts of non-corroding material. Figure 31 shows typical inserts which shall be installed flush with the wall of the conduit.

The cylindrical bore of the pressure tap shall be 2 mm to 4 mm in diameter and have a minimum length ℓ of at least twice the diameter. It shall be perpendicular to the conduit wall and free of all burrs or irregularities which could cause local disturbances. The edges of the openings shall be sharp or rounded with a radius $r \leq d/4$ smoothly joining the flow passage. The purpose of this rounding is to eliminate possible burrs.

The surface of the conduit shall be smooth and not be curved in the flow direction in the vicinity of the bore for at least 100 mm upstream and downstream.

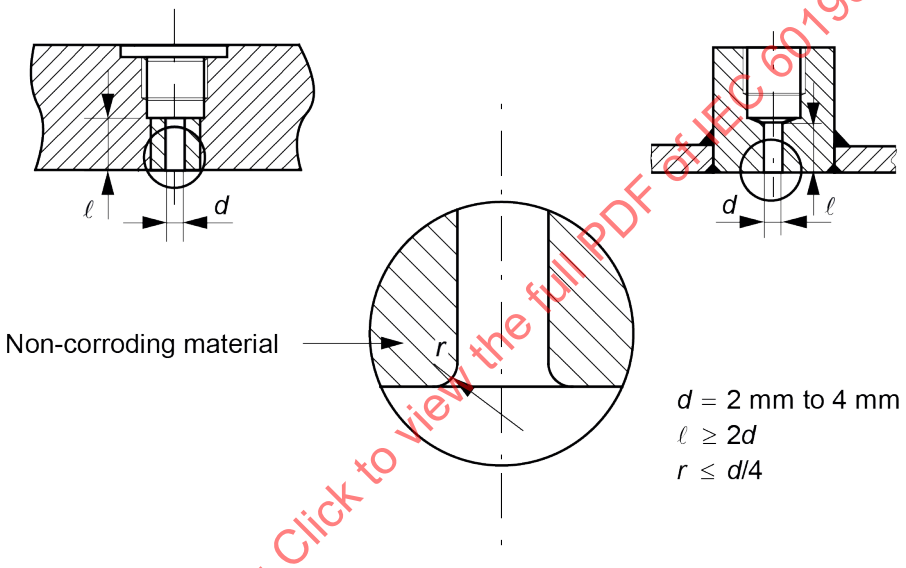


Figure 31 – Examples of pressure taps

6.3.3.3 Pressure lines

Pressure taps may be manifolded (Figure 32), but each tap shall be separately valved so that it can be read individually. The diameter of the connecting lines shall be at least twice that of the tap and not less than 6 mm. The diameter of the manifold (or of the ring manifold, Figure 32 b)) shall be at least three times the diameter of the tap. Connecting lines should, if possible, be of equal length, slope upward to the gauge or manometer with no intermediate high spots where air may be trapped. Valves with a gas-collecting chamber shall be provided at all high points for flushing out air. Transparent plastic tubing, available for a wide pressure range, is recommended as it is useful in disclosing the presence of air bubbles. However, in the case of pressure fluctuations, the damping effect existing in plastic tubing shall be considered (see 6.3.3.4). No leaks shall be permitted in the connecting lines.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

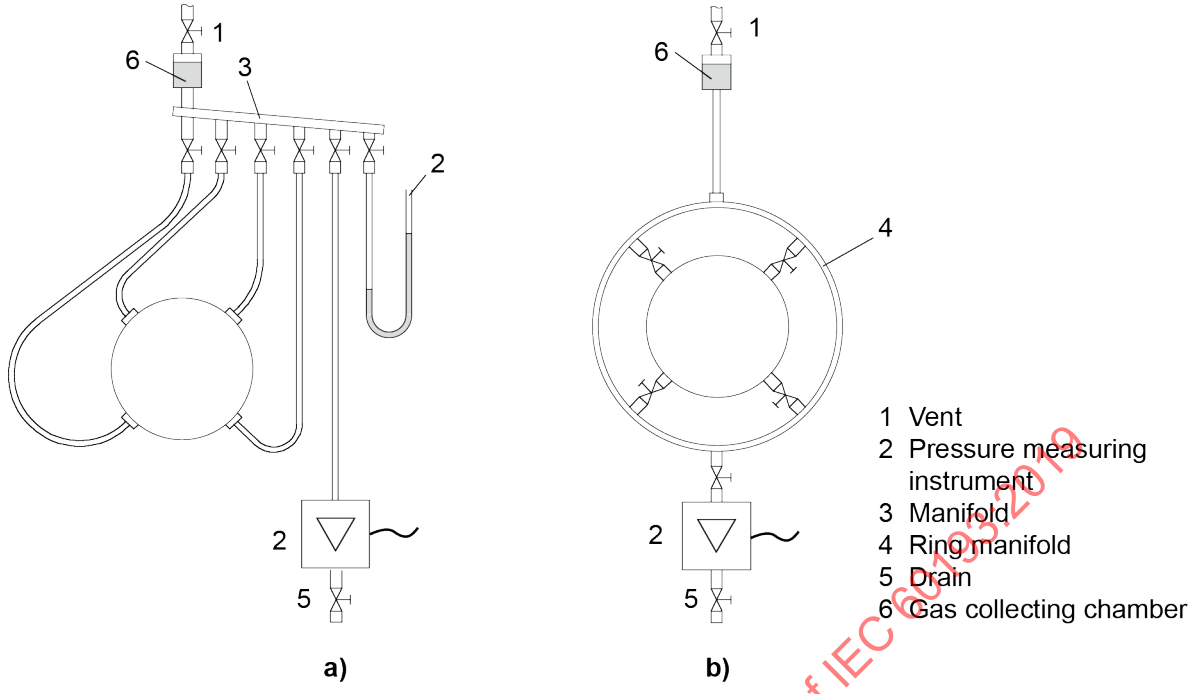


Figure 32 – Types of pressure manifolds: a) with separate connecting lines to manifold and b) with ring manifold

6.3.3.4 Damping devices

Whenever possible, all measurements shall be made under steady-state conditions and pressure fluctuations eliminated at their source. In particular, no fluctuations requiring a damping arrangement for a manometer shall occur in the range of normal operation.

In certain ranges of operation (low values of Q and σ, etc.), fluctuations cannot be avoided. In order to obtain correct readings on a pressure measuring instrument under such conditions, a suitable damping device may be installed, provided the flow through it is laminar and equal in resistance in both directions, thus ensuring a linear viscous resistance. This may be secured by using a capillary tube of about 1 mm bore and suitable length or a specially designed valve. A damping device can also be obtained by using long plastic tubes. Additional damping may be obtained from an air or surge chamber connected to the pressure line ahead of the gauge. The use of an orifice plate is not recommended because it may introduce error due to non-linear damping. A valved bypass around any throttling device shall be provided and kept open except for the short time during which readings are taken. Bending or pinching the connecting lines or inserting any non-symmetrical throttling device (e.g. a valve) is not permitted.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.3.4 Apparatus for pressure measurement

6.3.4.1 Types of apparatus

Apparatus for pressure measurements fall into two classifications:

- **primary methods** (or instruments), such as liquid column manometers (see 6.3.4.2.1), dead weight manometers (see 6.3.4.2.2) and pressure weighbeams (see 6.3.4.2.3); these methods use only measurements of fundamental quantities (length, mass) and thus do not need any calibration;

- **secondary methods** (or instruments), such as pressure transducers (see 6.3.4.3.1) and other apparatus such as spring gauges (see 6.3.4.3.2), which need to be calibrated against a primary method used as a standard.

The choice of the measuring apparatus shall take into account the requirements of an automatic data acquisition system. Often a combination of primary and secondary methods is applied.

The physical principles and typical examples of possible experimental set-ups are described in the following subclauses for various instruments.

6.3.4.2 Primary methods

6.3.4.2.1 Liquid column manometers

Liquid column manometers are used to measure low pressures or small pressure differences (up to about 5×10^5 Pa, when mercury is used as the manometer liquid). Mostly water or mercury column manometers are used (see Figure 33). In some cases, other liquids of known density may be used.

The pressure measured with a liquid column manometer is determined by the following basic relation:

$$p = \rho g h$$

where

h is the height of the liquid column;

ρ is the density of the liquid used in the manometer and taken for the temperature of this liquid.

The tube of a water column manometer shall have a minimum inside diameter of 12 mm in the measuring range to minimize capillary effects. For mercury manometers, this diameter shall be at least 8 mm.

Common types of liquid manometers for gauge pressure or differential pressure are:

a) single-limb manometer (standpipe)

mercury pot with standpipe (Figure 33a)):

– If the manometer is calibrated or corrected for the change in level h_1 in the pot, only the height h_2 in the single limb need be read;

water column (standpipe) (Figure 33b)).

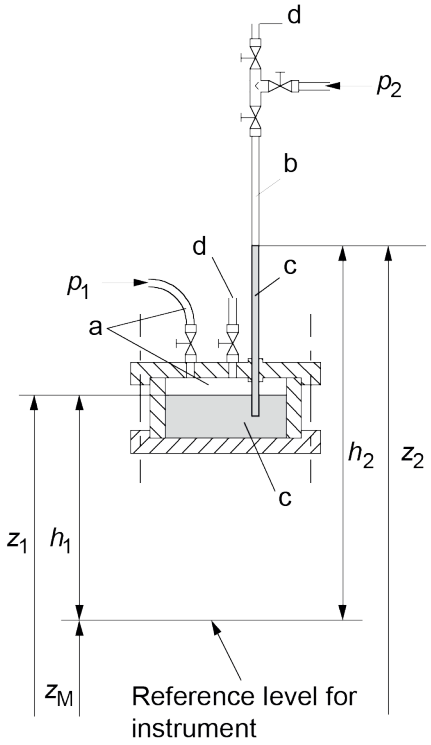
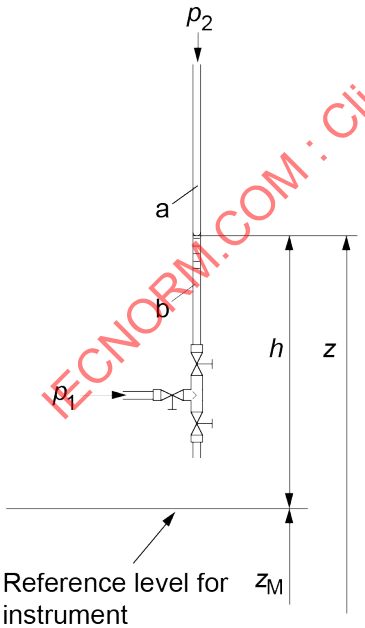
b) U-tube

normal U-tube (Figure 33c)):

– The heights of the liquid columns in the two legs shall be read simultaneously, which can be achieved by optical reading. Whatever combination of liquid is used, the correct densities of both manometric liquids shall be used.

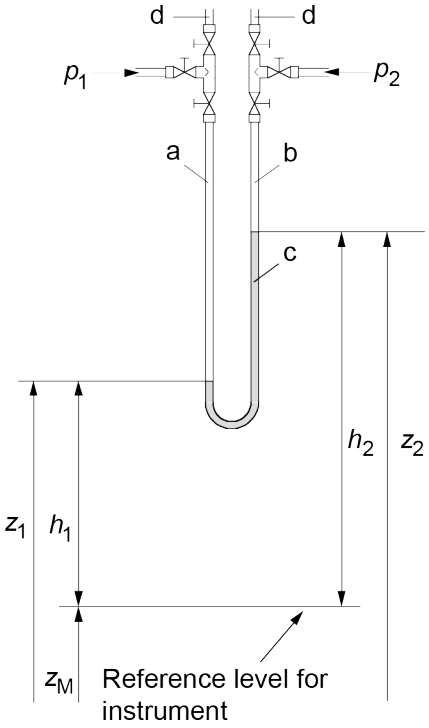
It is reminded that owing to the harmful effects of mercury on human health, local regulation can prevent the use of this primary method.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Manometer	Gauge pressure $p_2 = p_{amb}$	Differential pressure $p_2 \neq p_{amb}$
	$p = p_{abs} - p_{amb}$	$\Delta p = p_1 - p_2$
a) Pot with standpipe  	p_M = pressure at the reference level of instrument $p_M = g\,[\rho_{Hg}(h_2 - h_1) + \rho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$ a = water b = air c = mercury d = vent	$\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho)(h_2 - h_1)$ $\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho)(z_2 - z_1)$ a = water b = water c = mercury d = vent
b) Water column (standpipe)  	$p_M = \rho g h$ $h = z - z_M$ a = air b = water	Not applicable

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 33 – Examples of experimental setup of liquid column manometers *(1 of 2)*

Manometer	Gauge pressure $p_2 = p_{amb}$	Differential pressure $p_2 \neq p_{amb}$
	$p = p_{abs} - p_{amb}$	$\Delta p = p_1 - p_2$
c) U - tube  	p_M = pressure at the reference level of instrument $p_M = g\,[\rho_{Hg}(h_2 - h_1) + \rho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$ a = water b = air c = mercury d = vent	$\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho)(h_2 - h_1)$ $\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho)(z_2 - z_1)$ a = water b = water c = mercury d = vent

Values of ρ, ρ_{Hg} and ρ_a are given in Annex B.

Figure 33 *(2 of 2)*

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.3.4.2.2 Dead weight manometers

Dead weight manometers (also called piston manometers) may be of the simple or differential type. Their application range depends on the effective piston area A_e and on the sensitivity of the mechanical piston system related to the pressure to be measured. For low pressures or small pressure differences, large effective areas A_e are used (e.g. $A_e \approx 0{,}000\ 5\ m^2$ for pressures down to about 3×10^4 Pa) and vice versa (e.g. $A_e \approx 0{,}000\ 1\ m^2$ for pressures $> 2 \times 10^5$ Pa).

The effective piston diameter d_e may be determined as the arithmetic mean value of the piston diameter d_p and bore diameter d_b:

$$d_e = \frac{d_b + d_p}{2}$$

This apparatus may be used for pressure calculation without further calibration if:

$$\frac{d_b - d_p}{d_b + d_p} \leq 0{,}001$$

The pressure p measured at the lower end of the piston of a dead weight manometer loaded with the mass m is:

$$p = \frac{mg}{A_e} = \frac{4mg}{\pi d_e^2}$$

Dead weight manometers shall fulfil the following main conditions:

- the effective piston diameter d_e shall be determined within a relative uncertainty $f_{de} < 5 \times 10^{-4}$;
- the friction between piston and bore shall be eliminated by rotating the piston slowly ($0{,}25\ s^{-1} \leq n \leq 2\ s^{-1}$), and the cylinder shall be filled with a suitable fluid, usually by oil of low viscosity ($\nu \approx 10^{-5}\ m^2\ s^{-1}$);
- the axis of the piston shall be vertical. All the acting masses (weights, piston, weight plate etc.) shall be calibrated.

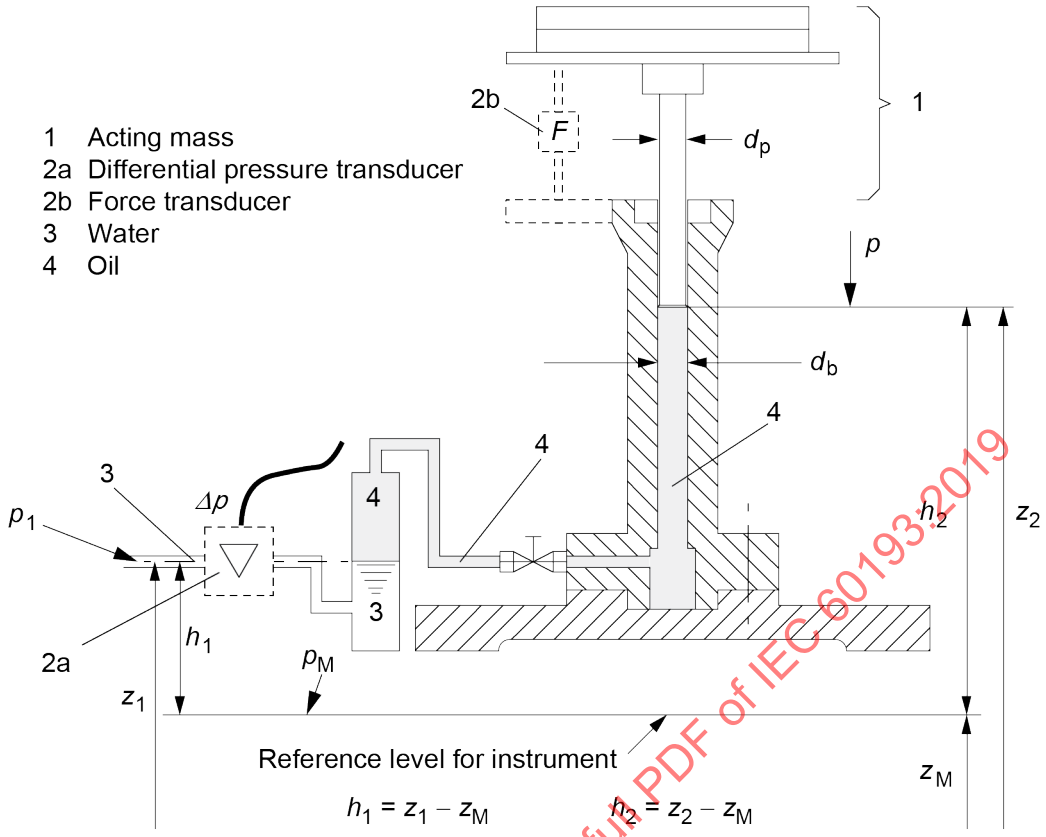
When using a data acquisition system, it is recommended to use a set-up combining a dead weight manometer with a pressure or force transducer (see Figure 34).

The correction curve for these set-ups shall be determined either by checking them against a calibrated dead weight manometer without compensating devices or by loading the weight plate at constant pressure with additional small weights of calibrated appropriate mass, so that the indicator of the compensator indicates zero.

Dead weight manometers of the above type connected to transducers or load cells are preferred for use with automatic data acquisition.

The sensitivity of a dead weight manometer in good condition is less than 0,002 kg, i.e. less than (0,02 / A_e) Pa (e.g. A_e = 0,000 2 m^2, sensitivity: 100 Pa).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



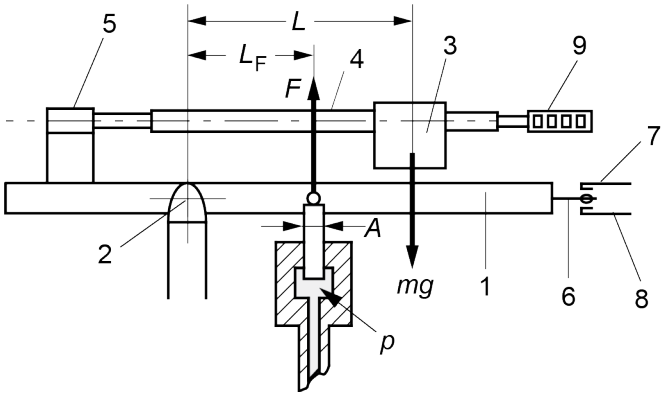
Case	Method	Equation
2a	Compensation by differential pressure transducer	$p_M = p_1 + \rho g h_1 = p + \rho_{oil} g(h_2 - h_1) + \rho g h_1 + \Delta p$
2b	Compensation by force transducer	$p_M = p_1 + \rho g h_1 = p + \rho_{oil} g(h_2 - h_1) + \rho g h_1 + (4F)/(\pi d_e^2)$

Figure 34 – Dead weight manometer with compensation by pressure or force transducer (example of experimental set-up)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.3.4.2.3 Pressure weighbeam

An extension of the dead weight manometer is the pressure weighbeam which comprises a weighbeam mounted on frictionless pivots, and bearing on one or more weight manometers or a differential type of weight manometer. The force exerted by the piston of the weight manometer is balanced by a jockey weight moving along the weighbeam (Figure 35). The operation of the weighbeam and jockey weight may be by hand or by an automatic servobalance system. The pressure weighbeam is in principle a primary method but in some cases needs to be calibrated.



1 Weighbeam
2 Frictionless pivot
3 Jockey weight (mass *m*)
4 Measuring screw
5 Servo motor
6,7 and 8 Electric contacts
9 Counter of revolutions to determine *L*

$p = (mgL) / (AL_F)$

A Sectional area of the piston
p Pressure to be measured
F = *pA* = Force on the weighbeam

Figure 35 – Pressure weighbeam (example of experimental set-up)

6.3.4.3 Secondary methods

6.3.4.3.1 Pressure transducers

Pressure transducers are electromechanical devices in which mechanical effects produced by pressure are converted into electrical signals.

Although pressure transducers are also used for measuring pressure fluctuations, this subclause deals only with static pressure measurements in steady-state conditions, in order to obtain the mean value.

Depending on the pressure to be measured, the appropriate range for the pressure transducer shall be selected.

Some advantages in using pressure transducers are:

- easy integration into electronic data acquisition systems;
- they usually require negligible fluid flow through pressure taps thus providing rapid and accurate response;
- average values of fluctuating pressure or pressure differences, as well as records of transient phenomena, are easily obtained using readily available electronic equipment.

The pressure transducers should have the following characteristics:

- sufficient calibration stability;
- high repeatability, negligible hysteresis;
- low zero shift and low temperature sensitivity;
- no influence by bias effect when charged by pressure.

Operation with and without filters on the electronic equipment should be conducted to ascertain the absence of bias when filters are operating.

The complete pressure transducer system shall be calibrated under the test pressure conditions. The accuracy of a transducer will mainly be determined by the accuracy of the calibration. The calibration shall be carried out using a primary method, for example a dead weight manometer, which allows checking of the measurements of the transducer system at any time during the test.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

To reduce the systematic error, it is also recommended to install two similar transducer systems in parallel and to take simultaneous readings during the test. The transducer systems are to be checked before and after the tests and if the two systems show readings that differ more than their uncertainty due to systematic errors, a comparison with a primary method shall be effected.

6.3.4.3.2 Other apparatus such as a spring pressure gauge

This type of gauge uses the mechanical deflection of a loop of tubing (plan or spiral) or of a diaphragm to indicate pressure. Depending on the pressure to be measured, the corresponding range for a spring pressure gauge shall be selected. It may be used by mutual agreement provided the gauge is of suitable accuracy, is used within its optimum measuring range (usually between 60 % and 100 % of full scale) and is suitably calibrated against a primary method before and after the test.

6.3.5 Calibration of pressure measurement apparatus

6.3.5.1 General procedure of calibration

As already mentioned, the pressure measured with secondary methods (transducers or spring gauges) shall be checked or calibrated. This can be done by comparison against primary methods (see 6.3.4.2.1 and 6.3.4.2.2) or by comparison with the static pressure obtained by a free water level as described in 6.3.5.3, or by a high-precision pressure controller/calibrator (see 6.3.5.2) or with an authorized standard.

It might also be useful to check the influence of the measuring and data acquisition system by means of a dynamic calibration, utilizing a pressure fluctuation generator of variable frequency and known average value, to ensure that no bias exists to affect the average value of the static pressure measurement.

6.3.5.2 High-precision pressure controller/calibrator

If a high-precision pressure controller is used for calibration, the following conditions shall be fulfilled:

- A calibration certificate, which is not older than 12 months, from an accredited institute can be shown. The validity of the certificate can be extended by another period of 12 months if the calibration is checked with a primary method;
- The uncertainty of the calibration method is at least 0,025 % of the measured value, but shall not be less than the pressure controller/calibrator specified resolution.

6.3.5.3 Comparison of gauge pressures with a well-defined static pressure obtained from free water level

Before and after the acceptance test and, if necessary, during the test, the readings of the pressure gauge p_M can be compared with the static pressure for zero discharge, obtained from a free water level taking into account the buoyancy of water in air:

$$p = (\rho - \rho_a)\, g \Delta z$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.3.6 Vacuum measurements

6.3.6.1 General requirements

For vacuum measurements, 6.3.2 to 6.3.4 also apply, except as indicated in 6.3.6.2.

6.3.6.2 Connecting lines for vacuum measurements

The connecting lines shall either be completely filled with water or, if air is used, shall be transparent to permit observation of the water level, if present. Such lines, when filled with water, shall be flushed carefully and frequently between runs to remove any air coming out of solution or entering through the pressure tap and to maintain the water in the pressure lines at the same temperature as in the conduit. All lines and connections shall be airtight (free from leaks). Flexible tubing may be used as pressure lines only if they are sufficiently rigid to avoid distortion or collapse by ambient pressure. Transparent plastic tubing is very convenient for observing air bubbles, if any.

6.3.7 Uncertainty in pressure measurements

Estimations for the absolute uncertainties e_p (at 95 % confidence level) due to systematic errors that can be expected:

- liquid mercury/water column manometers:
  ± 50 Pa to ± 300 Pa
- liquid water/air manometers:
  ± 10 Pa to ± 50 Pa
- dead weight manometers:
  $\pm 1 \times 10^{-3}\ p$ to $\pm 3 \times 10^{-3}\ p$
- pressure weighbeams:
  $\pm 2 \times 10^{-3}\ p$ to $\pm 5 \times 10^{-3}\ p$
- spring pressure gauges:
  $\pm 3 \times 10^{-3}\ p_{max}$ to $\pm 10 \times 10^{-3}\ p_{max}$ (where p_{max} is the full-scale reading of the instrument)
- pressure transducers:
  $\pm 1 \times 10^{-3}\ p_{max}$ to $\pm 5 \times 10^{-3}\ p_{max}$ (where p_{max} is the full-scale reading of the instrument)

These values are valid for stable pressure conditions. It should be noted that pressure fluctuations at the pump high-pressure side can be important and more or less asymmetrical, so that when they are not correctly damped (see 6.3.3.4), the uncertainties may be increased.

6.4 Free water level measurement (see also ISO 4373)

6.4.1 General

In general, the determination of the specific hydraulic energy of the model machine should be based on pressure measurement within the water passages in accordance with 6.5.1.2.

However, in test rigs with free and stable water levels, the specific hydraulic energy can be determined on the basis of measurements of the free water levels (see 6.5.3.3).

The measurement of free water levels is also necessary for some methods of discharge measurements (see, for example, 6.2.4.2 and 6.2.5.2).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.4.2 Choice of water level measuring sections

The measuring section for the determination of a free water level shall be chosen to satisfy the following requirements:

a) if no special similarity requirements are imposed, the model shall be arranged so that the flow is steady and free of disturbances. Especially, the free water surfaces at the measuring sections shall be stable. Sufficient submergence should therefore be provided;

b) the area used to determine the mean water velocity shall be accurately defined and readily measurable.

6.4.3 Number of measuring points in a measuring section

Measurement of free water levels shall be obtained where possible for at least two points in every measuring section or in each passage of a multiple passage measuring section and the average of the readings taken as the free water level.

6.4.4 Measuring methods

6.4.4.1 General

Commonly, a free water level is measured from a reference level z_M of the instrument, determined by means of a high-precision instrument in relation to other reference levels.

The free water level is generally not measured directly in the section, but in a stilling well connected to the measuring section as shown in Figure 36.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

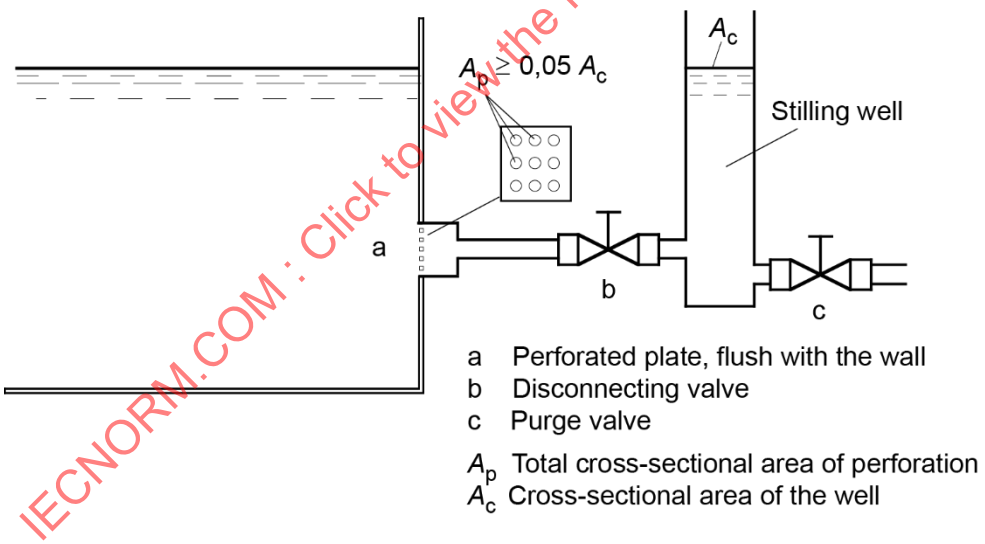


Figure 36 – Stilling well

6.4.4.2 Point or hook gauge

Point or hook gauges (Figure 37) may be used to determine the level of calm water, preferably in stilling wells or directly in the flow if the free level is particularly undisturbed. In place of the normal visual indication of contact with the water, electrical, optical or other indicators may be used, provided they are calibrated against the direct visual method.

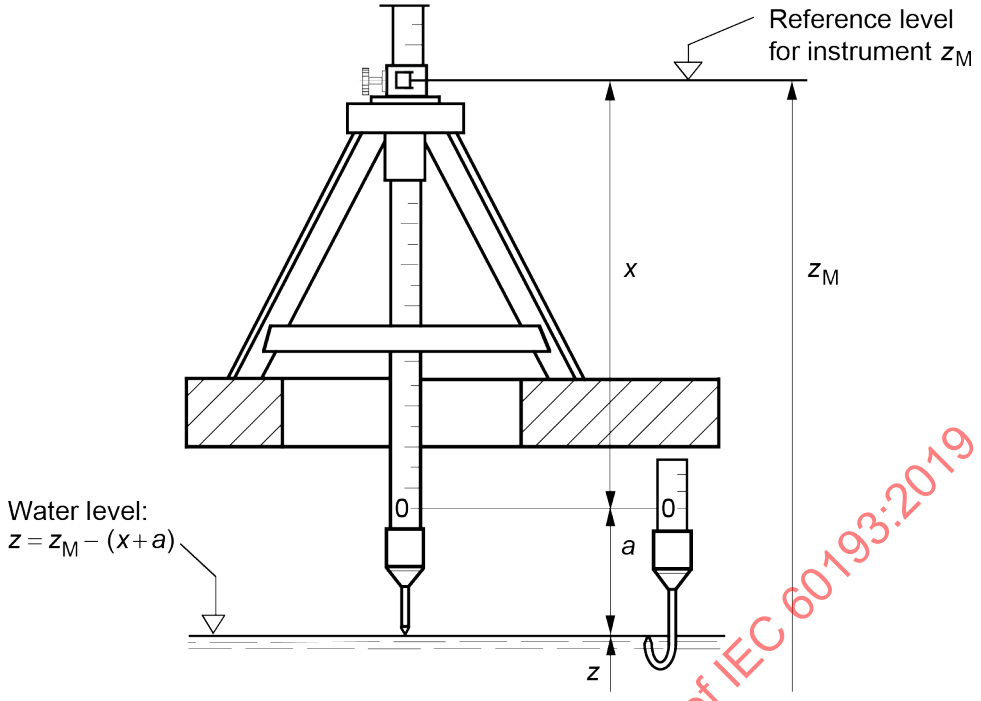


Figure 37 – Point and hook gauges

6.4.4.3 Float gauge

Float gauges may be used where the water level varies a great deal. The float diameter shall be at least 150 mm. The minimum dimension of a stilling well shall be 200 mm. Gauges shall be sensitive within 1 mm when manually displaced from the true reading (resolution of ±0,001 m).

6.4.4.4 Pressure measuring device

Immersible pressure transducers or any other pressure measuring device, including liquid manometers (standpipe) may be used (see 6.3) to determine the free water level. The pressure indication shall be checked with no water flowing.

6.4.4.5 Bubbler with compressed air

The free water level may also be determined by means of the pressure inside a tube filled with compressed air, the so-called gas purge "bubbler" technique (for detailed information see IEC 60041:1991).

6.4.4.6 Other methods

Other methods may be used, for example ultrasonic devices and capacitive methods, as long as they meet the required accuracy (see 6.4.5).

6.4.5 Uncertainty in free water level measurement

Estimations for the absolute uncertainties e_z (at 95 % confidence level) due to systematic errors that could be expected in the case of calm water conditions and velocity smaller than or equal to 1,0 m/s (the lower value referring to a velocity close to zero):

- point or hook gauges:
  ± 0,001 m to ± 0,003 m

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- float gauges:
  ± 0,001 m to ± 0,003 m
- immersible pressure transducers:
  $\pm 0{,}5 \times 10^{-3}\ z_{max}$ to $5 \times 10^{-3}\ z_{max}$ (where z_{max} is the full scale reading of the instrument)
- bubbler with compressed air:
  ± 0,001 m to ± 0,003 m
- ultrasonic device:
  ± 0,002 m to ± 0,010 m

In the case of very turbulent flow and $v > 1{,}0$ m/s, for example near the outlet of a turbine draft tube, the uncertainties may be considerably higher.

6.5 Determination of *E* and *NPSE*

6.5.1 General

6.5.1.1 Object

The specific hydraulic energy *E* of the machine shall be determined in any test on a hydraulic model machine and the net positive suction specific energy *NPSE* determined when required. The quantities for the determination of *E* and *NPSE* are measured at steady-state conditions as an average over time. The formulae for their evaluation are given in 3.4.7.1 and 3.4.7.5 respectively.

6.5.1.2 Method of determination

To determine the specific hydraulic energy acting on the model machine, it is necessary to evaluate the specific hydraulic energy of water in the high-pressure and low-pressure reference sections.

For the net positive suction specific energy, the specific hydraulic energy of water is evaluated in the low-pressure reference section with reference to a specified level.

Whenever possible, the absolute pressure, the mean velocity and the elevation should be directly determined in the reference sections, in particular at the low-pressure side where the pressure shall be measured within the draft tube.

In some cases, due to special model test equipment, it can be mutually agreed to choose a measuring section located as near as possible to the corresponding reference section or even to replace pressure measurements by free water level measurements.

The measurement of the pressure is described in 6.3, whereas the measurement of free water level, although seldom used for model tests, is described in 6.4.

6.5.1.3 Steady-state conditions and number of readings

Readings required to determine the specific hydraulic energy shall be taken at regular intervals and when steady-state conditions prevail as defined in 5.4.3. The number of readings and the intervals between them shall provide for a sufficiently good approximation of the mean value, taking into account the performance of the data acquisition system (see 5.4.3 and 6.1).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.5.2 Determination of the specific hydraulic energy *E*

6.5.2.1 Measuring sections

6.5.2.1.1 General

The basic conditions to achieve an accurate determination of the specific hydraulic energy are described in 6.5.1.2. Requirements for the choice of a pressure measuring section are given in 6.3.2.

6.5.2.1.2 Shifted measuring sections

Model acceptance tests will generally be conducted with measurements at the reference sections of the machine which are specified in the contract. Only in exceptional cases may the measuring sections be different from the reference sections. This may become necessary if flow disturbances occur at the reference section, caused by the machine or by the inflow conditions; such a shifting shall be agreed by the parties. In such cases, the components influencing the flow pattern may also be modeled, if contractually agreed.

Examples for shifted measuring sections are:

- For pumps, the high-pressure measuring section should be moved if the pressure and velocity distributions are such that the calculation of specific hydraulic energy from the mean values would result in significant errors. A measuring section located some conduit diameters from the pump will generally increase the reliability of the measurement.
- For turbines, a butterfly valve close to the high-pressure reference section may necessitate relocating the measuring section since it is difficult to assess the effect of the valve on the measurement.

6.5.2.1.3 Specific hydraulic energy correction for shifted measuring sections

When the measuring section is not the reference section, the loss of specific hydraulic energy between the measuring section and the reference section shall be taken into account, due consideration being given to the flow direction and distribution and the relative position of the two sections. Evaluation of this loss may be based on theoretical knowledge and/or practical experience.

Before a decision is made to use a different measuring section, due consideration shall be given to the uncertainty introduced by the loss calculation compared to that arising from unsatisfactory measuring conditions at the reference section.

6.5.2.2 Reference levels

6.5.2.2.1 Reference datum

All elevations shall be referred to a reference datum such as a reference level of the test rig or the reference level of the machine (see 3.4.8.5). An example of main elevations and heights is shown in Figure 38.

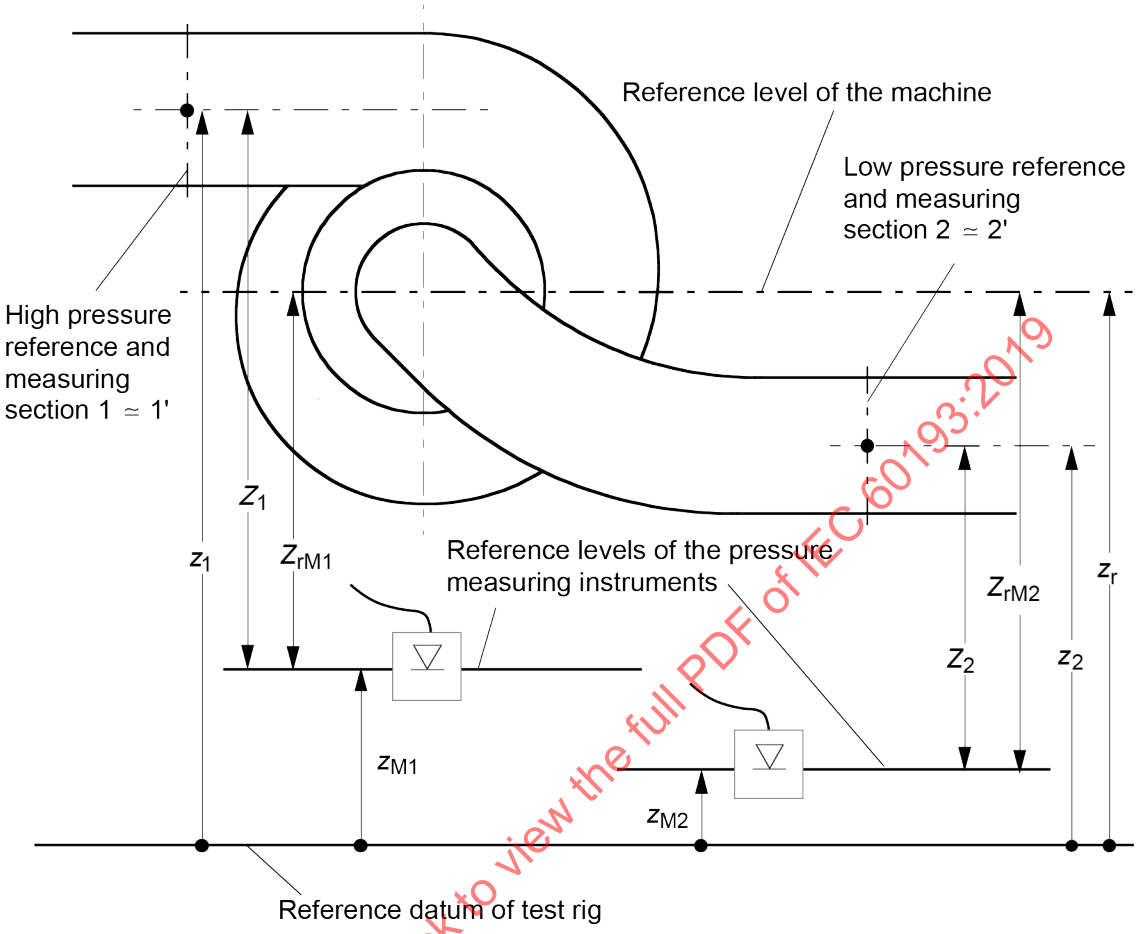
6.5.2.2.2 Difference of elevations

It is only important to establish accurate differences of elevations. The most important difference of elevations for model tests is the difference between reference level of machine z_r and reference level of pressure measuring instrument z_M:

$$Z_{rM} = z_r - z_M$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

If the reference level of all the pressure measuring instruments is the same and if it is taken as reference datum, then $Z_{rM} = z_r$ (see Figure 38).



Special case: $z_{M1} = 0$ and $z_{M2} = 0$, then $Z_{rM1} = Z_{rM2} = z_r$

Figure 38 – Example showing main elevations, heights and reference levels of the test rig and model machine

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.5.2.3 Water density (see 5.7.3)

From the definition of specific hydraulic energy of the machine in 3.4.7.1 the mean water density $\overline{\rho}$ shall be calculated as the mean of densities at the two reference sections. As the temperature difference between inlet and outlet of the machine is small, the temperature of the water at the low-pressure reference section may be used for calculating the densities involved in the evaluation of $\overline{\rho}$.

The values of distilled water density (see 5.7.3.1.3 and Table B.2) can normally be used as water density ρ_w for the determination of E or $H = E / g$ because:

a) the value of the density for the actual water ρ_{wa} in the model test equipment differs rather little from the value of the density for distilled water ρ_{wd}: in general the deviation is smaller than 0,05 % (see 5.7.3.1.2);

b) the hydraulic power $P_h = E(\rho Q)_1$, (see 3.4.9.1), as the main hydraulic quantity for the determination of the efficiency, depends only to second order accuracy on density, if the specific hydraulic energy of the model machine is predominantly obtained by pressure measurements (see simplified formulae in 6.5.3.2.2 and 6.5.3.2.3).

In special cases, it may be necessary to determine the density ρ_{wa} of the actual water used (see 5.7.3.1.2).

6.5.2.4 Specific kinetic energy

By convention, the specific kinetic energy term in a reference section is determined from the mean velocity of the water perpendicular to that section and is taken as $E_k = v^2 / 2$.

The mean velocity v is the actual discharge passing through the reference section divided by the area of the same reference section[7]. This area shall be measured when model similarity is checked. The same convention is applied when the measuring section differs from the reference section within the limits of the machine.

6.5.2.5 Uncertainty in the determination of specific hydraulic energy *E*

The determination of E shall be adapted for each method and arrangement in accordance with the examples described in 6.5.3.

In H.3.4, an example for the determination of the relative uncertainty due to systematic errors in the measurement of specific hydraulic energy f_E is shown (corresponding to Figure 39).

In order to account for the effect of non-uniformity of the pressure distribution in the measuring sections (see 6.3.3.1), an additional uncertainty $f\Delta_E$ is added arithmetically to the total relative uncertainty f_E such that $f_{E,corr} = f_E + f\Delta_E$.

6.5.3 Simplified formulae for *E*

6.5.3.1 General

The general formula given in 3.4.7.1 is a convenient approximation of the exact value of the specific hydraulic energy of the machine. Further simplifications are possible in each specific

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

---

7 For the local velocity v_i in the streamline of a fluid, the specific kinetic energy is $E_{k,i} = v_i^2/2$. The mean value of the specific kinetic energy of the flow passing a cross-section A (with the mean axial velocity v) can be expressed as $E_k = \alpha v^2/2$, the kinetic energy coefficient α being defined (see ISO 4006) by:

$\alpha = \int_A \frac{v_i^2 vm_i}{v^3} \frac{dA}{A}$, vm_i being the meridional component of v_i.

The coefficient α would be equal to 1 for a uniform velocity distribution (rectangular velocity profile) and is always greater than 1 in industrial flow.

In testing hydraulic machines, the actual flow configuration in a measuring section shows a non-uniform velocity distribution arising from the layout of the plant and the operation of the machine. It is usually assumed that the flow configuration in the model and in the prototype is approximately the same. However, it is impracticable and time-consuming to determine α during model tests from a detailed measurement of the velocity distribution. Therefore, it is conventionally agreed to assume $\alpha = 1$ and thus $E_k = v^2 / 2$.

Although the difference between the conventional and actual values of the specific kinetic energy can, for low-head machines, reach 1 % to 2 % of the specific hydraulic energy of the machine, it is agreed to disregard this difference when evaluating the uncertainty in the measurements (see for example the calculation of the uncertainty in E in H.3, where the uncertainty in the specific kinetic energy only accounts for uncertainties in the determination of the discharge Q and area A).

case and approximations may be introduced, for example when the water compressibility or the difference in ambient pressure between sections 1 and 2 is negligible.

It can be assumed that the acceleration due to gravity and the ambient pressure are constant throughout the test rig:

$$\bar{g} = g_1 = g_2 = g$$

and

$$p_{amb1} = p_{amb2} = p_{amb}$$

The simplified formulae established in this subclause are typical for the described measuring installations. Only the most common installations are reviewed. A simplified formula shall not be used for a different installation without carefully examining its adequacy.

6.5.3.2 Determination of *E* from pressure measurements (see 6.3)

6.5.3.2.1 Basic equation

For each method described in this section, *E* is calculated using the following basic equation:

$$E = gH = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)$$

6.5.3.2.2 Measurement of differential pressure

Figure 39 shows schematically the measuring installations for the determination of specific hydraulic energy of the machine whenever a differential pressure measuring instrument is used. This solution is especially suitable for low model test specific hydraulic energy values where instruments of sufficient accuracy are available. Using a differential pressure measurement, the following is obtained:

$$\frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} = \frac{\Delta p}{\bar{\rho}} + g\left[\frac{(z_2 - z_M)\rho_2}{\bar{\rho}} - \frac{(z_1 - z_M)\rho_1}{\bar{\rho}}\right]$$

For test values of model specific hydraulic energy less than 1 000 J/kg, the compressibility of water can be neglected and it is assumed that $\bar{\rho} = \rho_1 = \rho_2$.

Therefore, the simplified formula for energy *E* is:

$$E = \frac{\Delta p}{\rho_2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

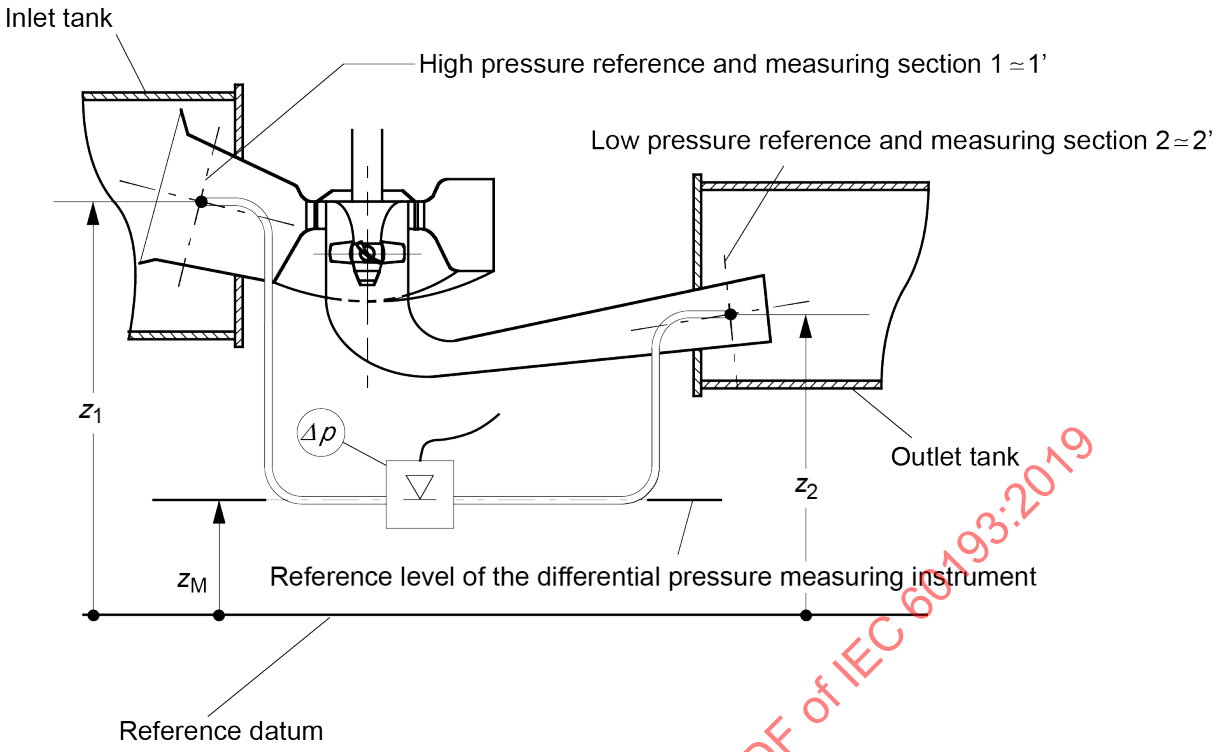


Figure 39 – Determination of specific hydraulic energy through differential pressure measuring instrument

6.5.3.2.3 Separate measurement of pressure

6.5.3.2.3.1 Reaction machines

When pressures are measured separately at each section, and if the pressure difference is less than 1 000 000 Pa (about 100 m of water column), the compressibility of water can be neglected.

If the pressure measuring instrument provides absolute pressure measurements (e.g. pressure transducers), the ambient pressure does not need to be considered.

If the pressure measuring instrument provides gauge pressure measurements (e.g. spring-pressure gauge or liquid column manometer), it shall be verified whether the difference in the ambient pressure on the instruments shall be included (see Figure 40 [influence negligible] and Figure 41 [influence taken into account]).

Further simplifications may be introduced by setting the pressure measuring instruments at the same reference level. This is generally easy to achieve.

If gauge manometers are used as in Figure 40, the difference in ambient pressure between z_{M1} and z_{M2} can be neglected, because g ($z_{M1} - z_{M2}$) is small compared to E; therefore:

$$p_{amb\ M1} = p_{amb\ M2} = p_{amb}$$

$$p_{abs1} = p_{M1} + \rho_1 g\left(z_{M1} - z_1\right) + p_{amb}$$

$$p_{abs2} = p_{M2} + \rho_2 g\left(z_{M2} - z_2\right) + p_{amb}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

If the compressibility of water can be neglected, then

$$\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$$

Hence

$$\frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} = \frac{p_{M1} - p_{M2}}{\bar{\rho}} + g\left(z_{M1} - z_1 - z_{M2} + z_2\right)$$

Therefore, the simplified formula for energy is:

$$E = gH = \frac{p_{M1} - p_{M2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g\left(z_{M1} - z_{M2}\right)$$

If the pressure measuring instruments are on the same elevation, $z_{M1} = z_{M2}$, then

$$E = gH = \frac{p_{M1} - p_{M2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

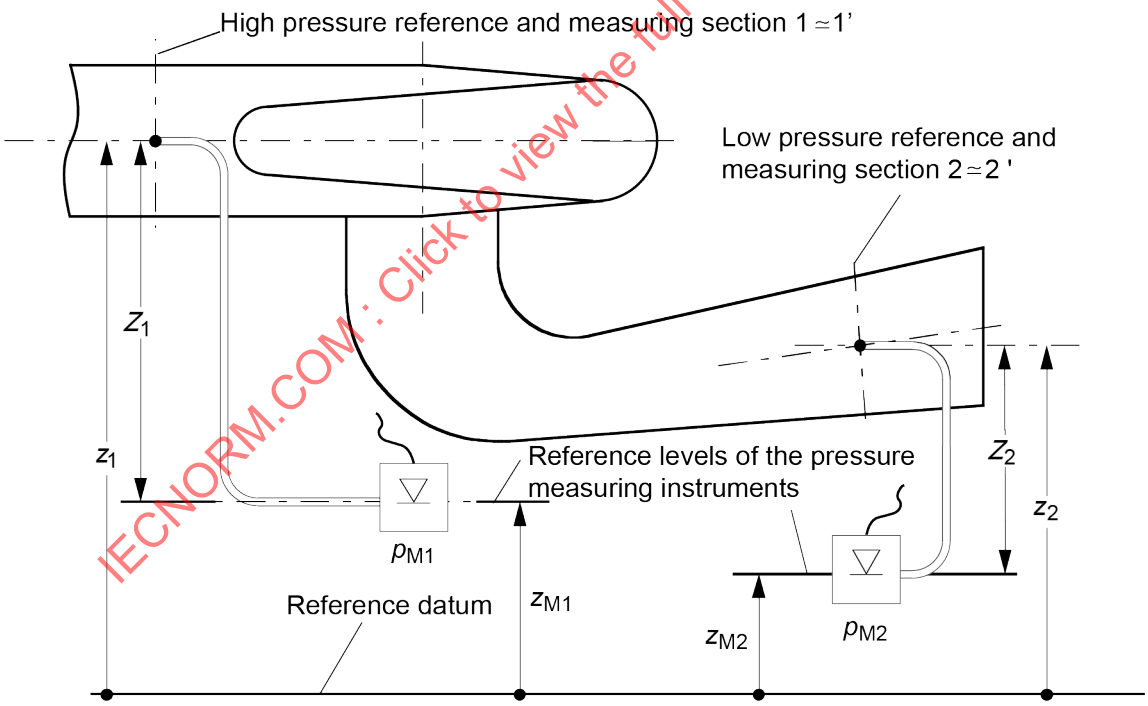


Figure 40 – Determination of specific hydraulic energy of the machine through separate measurement of gauge pressures

When water column manometers are used as in Figure 41, then:

$$Z = z_{1'} - z_{2'}$$

Water column manometers are applied at sections 1 and 2. The compressibility of water can be neglected, because the difference of pressure between sections 1 and 2 is small. Therefore:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

$$\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$$

Hence:

$$p_{abs1} = \bar{\rho} g (z_{1'} - z_1) + p_{amb1'}$$

$$p_{abs2} = \bar{\rho} g (z_{2'} - z_2) + p_{amb2'}$$

$$p_{amb1'} - p_{amb2'} = -\rho_a g (z_{1'} - z_{2'})$$

The simplified formula for energy is then:

$$E = g(z_{1'} - z_{2'})\left(1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}}\right) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = gZ\left(1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}}\right) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

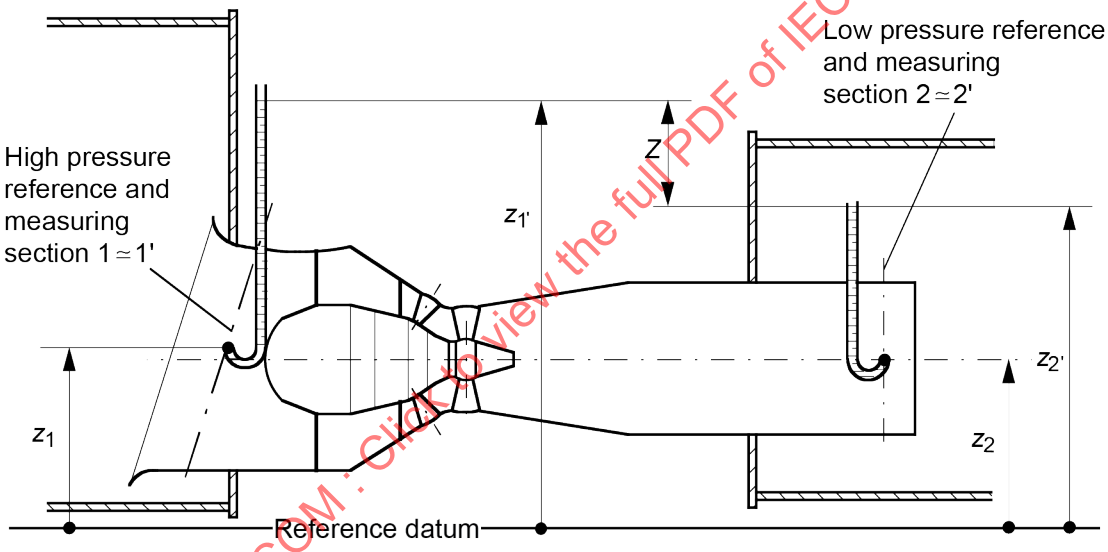


Figure 41 – Determination of specific hydraulic energy of the machine through separate measurement of pressures by water column manometers

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.5.3.2.3.2 Pelton turbines (impulse turbines)

For Pelton turbines (see Figure 42 and Figure 43), when the housing is under atmospheric pressure, only the measurement of the pressure p_1 at the high-pressure reference section is required. Thus, further simplifications can be introduced if the general formula from 6.5.3.2 is applied to Pelton turbines.

By convention, v_2 is taken as zero, elevation z_2 of the low-pressure reference section is the mean elevation of all contact points of the jet axis with the Pelton jet circle and the pressure inside the housing is assumed equal to the ambient pressure, provided the housing is not pressurized and is supplied with sufficient air.

The difference in ambient pressure between z_{M1} and z_2 is neglected because gZ is small compared to E. Therefore:

$$p_{amb\ M1} = p_{amb2} = p_{amb}$$

Further it is assumed:

$$Z\rho_1 / \bar{\rho} = Z$$

Where p_{M1} is the gauge pressure measured at z_{M1}.

$$p_{abs1} = p_{M1} + (z_{M1} - z_1)\rho_1 g + p_{amb}$$

Since $p_{abs2} = p_{amb}$, and assuming that $v_2 = 0$, the simplified formula for specific hydraulic energy is:

$$E = \frac{p_{M1}}{\bar{\rho}} + g(z_{M1} - z_2) + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_{M1}}{\bar{\rho}} + gZ + \frac{v_1^2}{2}$$

If the housing is pressurized, the ambient pressure in the housing shall be measured and accounted for when determining E ($p_{amb2} \neq p_{amb1}$).

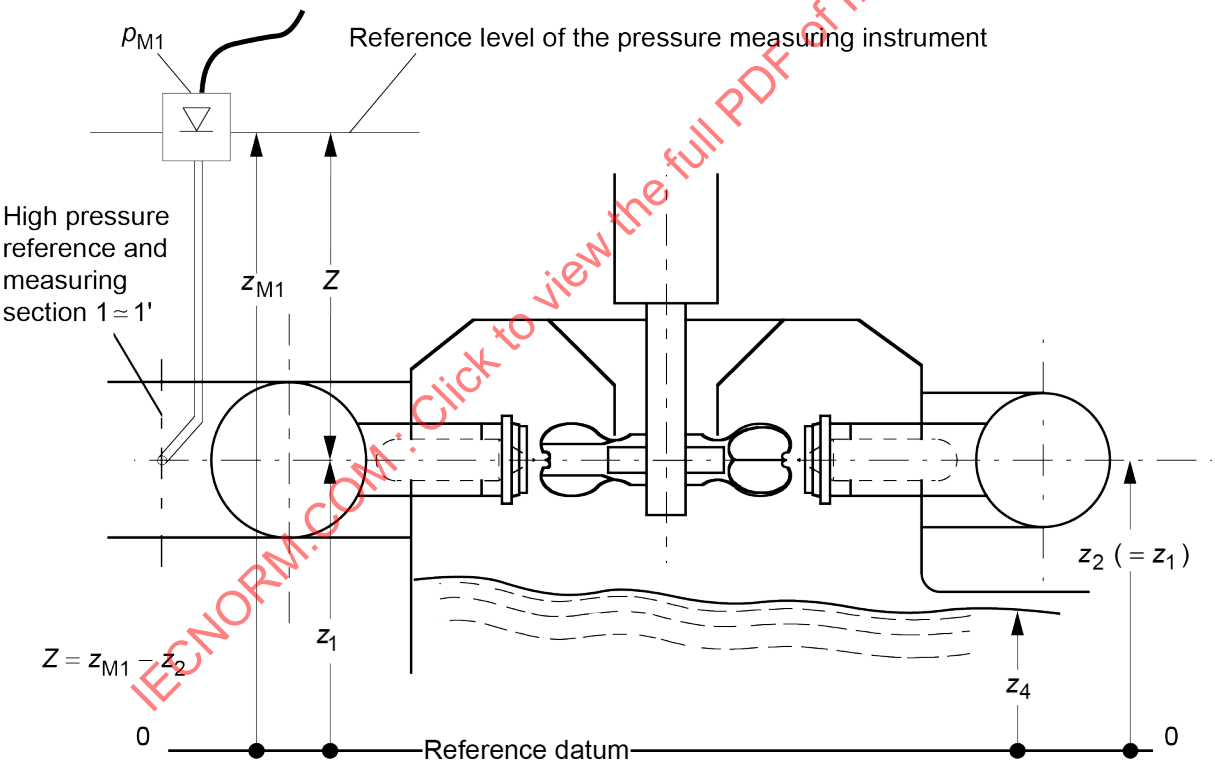
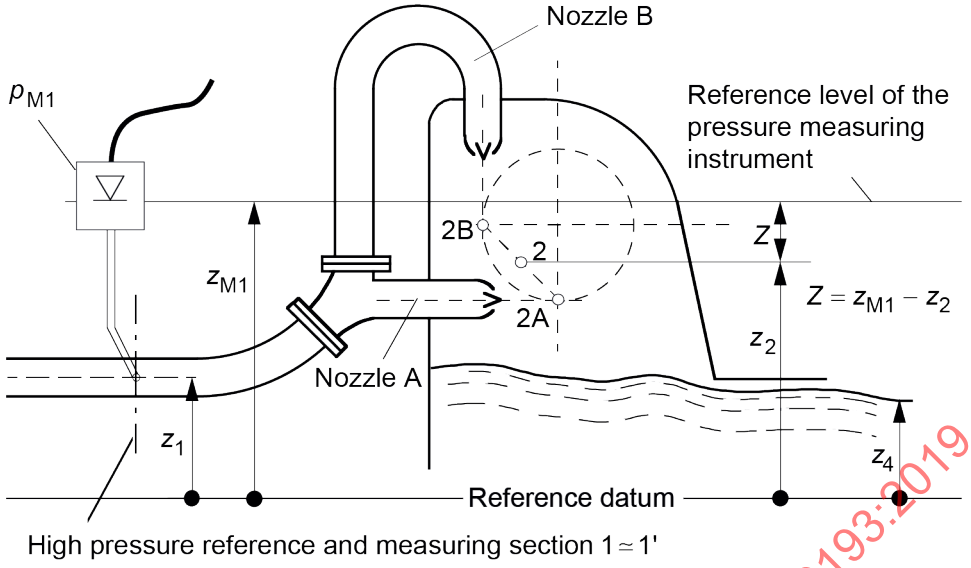


Figure 42 – Pelton turbines with vertical axis: determination of specific hydraulic energy of the machine

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



In the case of multiple nozzles, the elevation z_2 of the low-pressure reference section is defined as the average of the elevations of the points of contact (2A and 2B in the sketch).

Figure 43 – Pelton turbines with horizontal axis: determination of specific hydraulic energy of the machine

6.5.3.3 Determination of *E* from free water level measurements

Whenever possible, water level measurements (see 6.4) should be avoided for model acceptance tests. Nevertheless, if it is necessary or it is agreed to determine E by measurements of free water levels, especially at the low-pressure side, the methods described in 6.4 shall be applied.

The requirements for the flow condition in the surrounding area of the measuring sections are described in 6.4.2.

Figure 44, referring to a low head machine, shows the evaluation of the specific hydraulic energy from measurements of the water levels. The low-pressure measuring section 2' shall be as close as possible to the draft tube outlet. For such measurement, the water level should be measured directly above 2'. To evaluate the mean velocity, the walls of the draft tube are assumed to extend out to section 2', delineating the fictional area of the section.

Sections 1' and 2' are chosen as measuring sections.

$$E = gH = \frac{(p_{abs1'} - p_{abs2'})}{\bar{\rho}} + \frac{v_{1'}^2 - v_{2'}^2}{2} + g(z_{1'} - z_{2'}) \pm E_{L1'\text{-}1} \pm E_{L2\text{-}2'}$$

Losses $E_{L1'\text{-}1}$ between 1' and 1 and $E_{L2\text{-}2'}$ between 2 and 2' are subtracted for a turbine and added for a pump with the situation described in Figure 44[8].

The compressibility of water can be neglected because the difference of pressure between 1' and 2' is small.

8 It is difficult to establish methods of calculation of energy losses $E_{L1'\text{-}1}$ and $E_{L2\text{-}2'}$, particularly in non- symmetrical or swirling flow (high values of the kinetic energy coefficient α), which would enable in this document to give some guidance generally valid. Particularly when the intake and outlet of the unit are not fully modelled, the evaluation method of these losses is to be agreed upon before the tests.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Therefore:

$$\rho_{1'} = \rho_{2'} = \overline{\rho}$$

The simplified formula becomes:

$$E = g(z_{1''} - z_{2''})\left(1 - \frac{\rho_a}{\overline{\rho}}\right) + \frac{v_{1'}^2 - v_{2'}^2}{2} \pm E_{L1'-1} \pm E_{L2-2'}$$

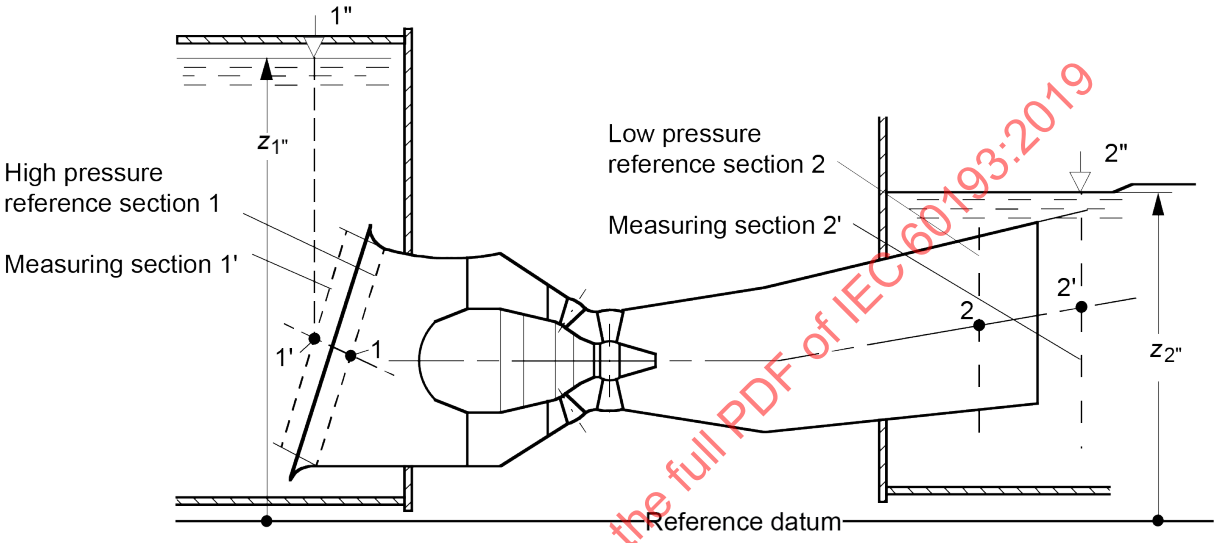


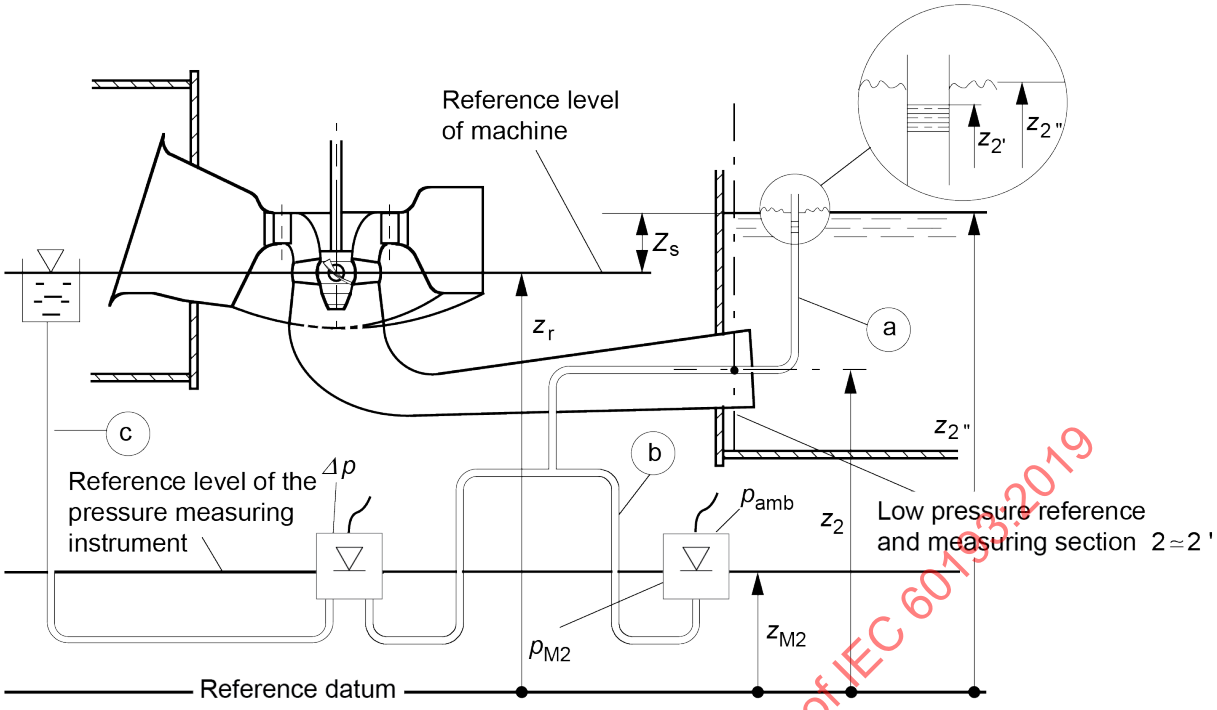
Figure 44 – Low-head machines: determination of specific hydraulic energy of the machine using free water levels

6.5.4 Determination of the net positive suction-specific energy *NPSE*

The net positive suction-specific energy *NPSE* is referred to the low-pressure side of the machine. Its definition and the general formula for its determination are given in 3.4.7.5.

Measurement may be affected by practical circumstances, in the same way as the specific hydraulic energy *E* of the machine. 6.5.2 shall also be considered for the determination of the net positive suction specific energy.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



$Z_s = z_r - z_{2'}$ where Z_s is positive when the level $z_{2'}$ is lower than the reference level of machine z_r and vice versa.

Figure 45 – Determination of net positive suction energy *NPSE* and net positive suction head *NPSH*

As long as the pressure can be measured in the low-pressure reference section, the general formula is directly applicable and valid for both operating modes, pump and turbine. Therefore:

$$NPSE = gNPSH = \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g(z_r - z_2)$$

Three cases for the determination of *NPSE* are described below (see Figure 45):

a) Liquid (water column) manometer at point 2:

$$p_{abs2} = \rho_2 g(z_{2'} - z_2) + p_{amb}$$

The simplified formula is:

$$NPSE = \frac{p_{amb} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g(z_r - z_{2'}) = \frac{p_{amb} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - gZ_s$$

b) Pressure gauge at level z_{M2}, measuring at point 2:

$$p_{abs2} = p_{M2} + \rho_2 g(z_{M2} - z_2) + p_{amb}$$

The simplified formula is:

$$NPSE = \frac{p_{M2} + p_{amb} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g(z_r - z_{M2})$$

c) Differential manometer connected with a pot situated at the reference level of the machine:

The simplified formula is:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

$$NPSE = \frac{\Delta p + p_{amb} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2}$$

6.6 Shaft torque measurement

6.6.1 General

The calculation of mechanical power of the runner/impeller P_m requires the determination of the torque applied to the runner/impeller T_m:

$$P_m = 2\pi n T_m$$

where

$$T_m = T \pm T_{Lm} \quad \begin{cases} + & \text{for turbine rotational direction} \\ - & \text{for pump rotational direction} \end{cases}$$

T_{Lm} is the friction torque due to seal and bearing arrangement.

Principally, two different measuring systems can be applied for torque measurement:

a) those of the type "swinging frame", where T_{Lm} is a so-called "inner torque", i.e. T_{Lm} is taken into account by the system itself (in the following, described as "bearing of rotating parts in balance", see for instance Figure 46 and Figure 47).

b) those where T and T_{Lm} are measured separately (in the following, described as "bearing of rotating parts not in balance", see for instance Figure 49).

The shaft torque T of runner/impeller may be absorbed or generated by:

- an electrical machine, usually a motor/generator with variable speed,

or absorbed by different types of brakes:

- eddy-current brake,
- hydraulic brake,
- mechanical brake.

6.6.2 Methods of torque measurement

6.6.2.1 Primary method

In the primary method, the torque T is determined by the force F applied to a lever arm multiplied by the radius r at which it is applied:

$$T = F \cdot r$$

The actual force applied to balance the swinging frame may be measured by:

a) weighing masses on a lever system (calibrated weights and calibrated lever arm). This is in principle the basic primary method.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

b) one of the following methods, which can be calibrated *in situ* by the basic primary method above:
   – force transducer,
   – manometer (via a rotating piston),
   – mechanical balance.

To increase the accuracy in determining the total force, it is recommended to counterbalance a part of the force acting on the arm by means of calibrated weights.

6.6.2.2 Secondary method

A torquemeter may be used provided its accuracy is acceptable to all parties and it is calibrated by the primary method. A torquemeter comprises a length of shafting whose torsional strain, when rotating, is converted to an electrical output quantity by optical, electrical or other means. The design and the arrangement of this type of torquemeter shall be such that the measurement is not influenced by speed, temperature, axial thrust or radial thrust.

6.6.3 Methods of absorbing/generating power

6.6.3.1 Motor/generator with variable speed

This method comprises a machine for absorbing and generating power electrically, suitably mounted so that the mechanical torque can be measured. This device can be used for both turbine and pump models.

6.6.3.2 Eddy-current brake

The operation of this electromagnetic brake is restricted to absorbing power.

6.6.3.3 Hydraulic brake

This brake absorbs power hydrodynamically. It is unsuitable for use at low speeds as its power absorption varies with n^3.

6.6.3.4 Mechanical brake

This brake absorbs power by friction. It has the advantage that high torques can be applied at low speeds, even down to zero rotational speed. The torque applied shall be steady and the mechanical system shall be vibration free.

6.6.4 Layout of arrangement

6.6.4.1 General

Figure 46 to Figure 54 show practical arrangements comprising primary and secondary methods of torque measurement. All arrangements shown can be adapted for either a horizontal axis or a vertical axis test rig.

Figure 46 and Figure 47 illustrate the principle of the balance arrangement. The torque acting on the runner/impeller is measured at the torque arm of the swinging frame.

If the swinging frame, as shown in Figure 48, is formed by two separate frames, the torques acting on each frame shall be measured and added algebraically.

Figure 49 shows an arrangement not fully in balance, therefore the losses due to bearing and seal shall be measured separately.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 50 shows an arrangement with the model shaft through a draft tube elbow. Normally, such an arrangement is not fully in balance and losses have to be accounted for.

Special arrangements are necessary for testing multistage pumps or pump-turbines as shown in Figure 51. Particular attention is to be paid to mechanical losses P_{Lm}, which shall be accurately known and accounted for over the whole range of speed and pressure occurring during the test.

Figure 52 illustrates an arrangement using a torquemeter.

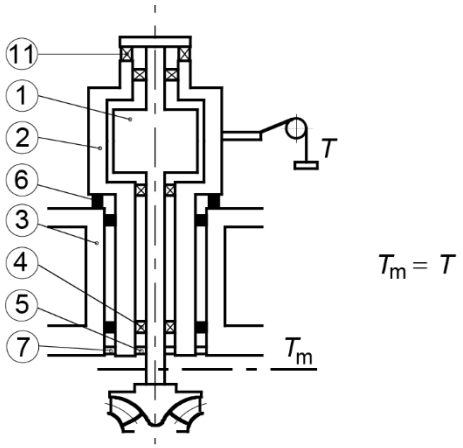
Figure 53 and Figure 54 show variations with an additional guide bearing which may be balanced or not.

The nomenclature for Figure 46 to Figure 54 is given in Table 8.

Table 8 – Nomenclature for Figure 46 to Figure 54

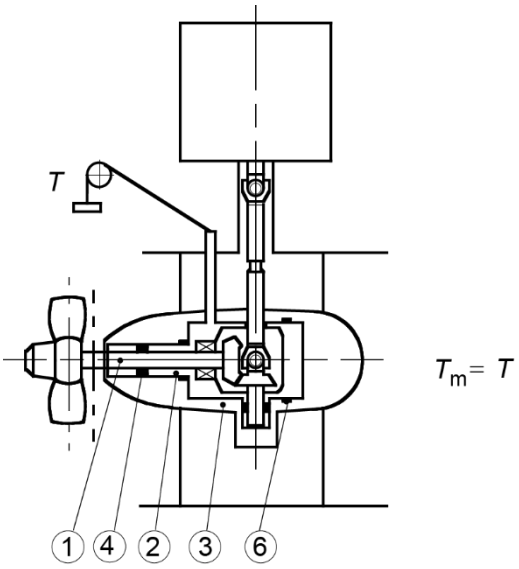
Item	Description
1	rotating part
2	swinging frame
3	stationary part
4	bearing of rotating part in balance
5	mechanical seal in balance
6	low friction bearing of the swinging frame
7	labyrinth seal, membrane
8	bearing of rotating part not in balance
9	mechanical seal of rotating part not in balance
10	torquemeter
11	axial thrust bearing
— – —	reference section for torque measurement

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



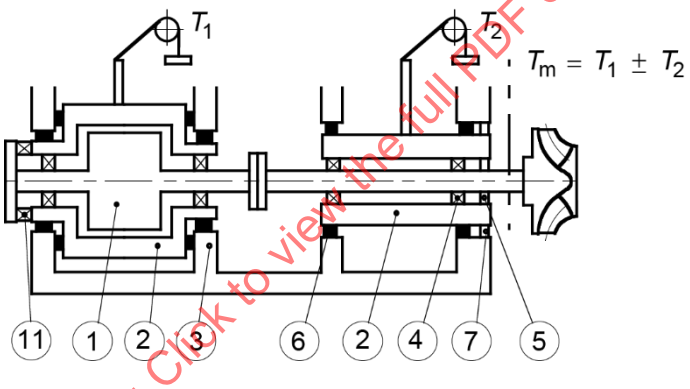
See Table 8 for the nomenclature.

Figure 46 – Balance arrangement



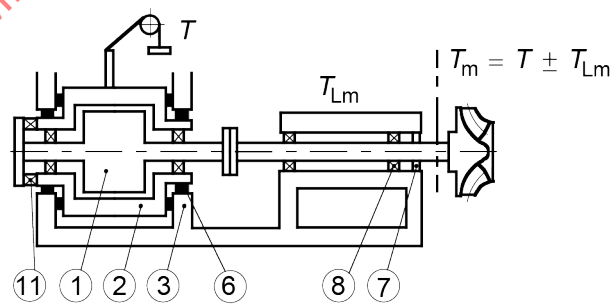
See Table 8 for the nomenclature.

Figure 47 – Balance arrangement with gear



See Table 8 for the nomenclature.

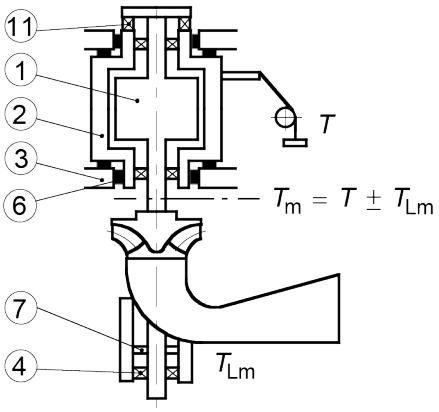
Figure 48 – Balance arrangement with two separate frames



See Table 8 for the nomenclature.

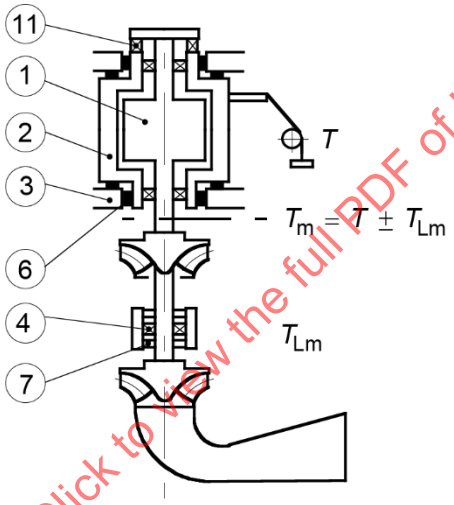
Figure 49 – Arrangement with machine bearings and seals not in balance

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



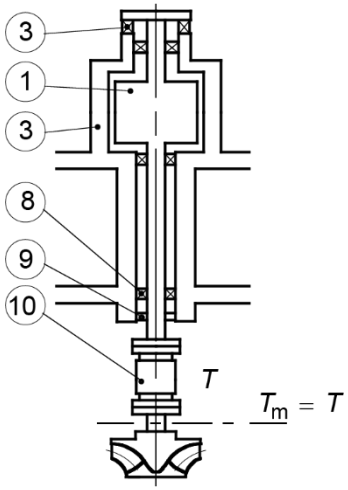
See Table 8 for the nomenclature.

Figure 50 – Arrangement with lower bearing and seal not in balance



See Table 8 for the nomenclature.

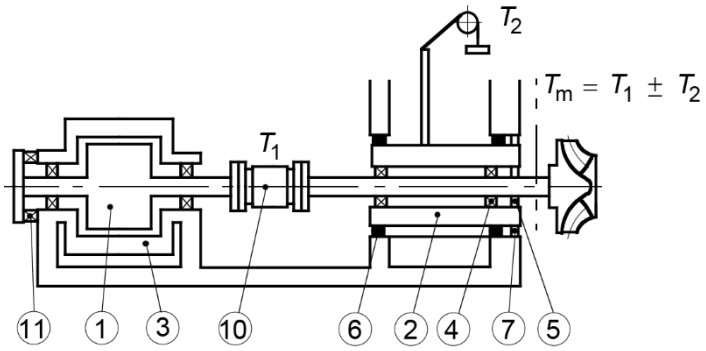
Figure 51 – Arrangement with intermediate bearing and seal not in balance



See Table 8 for the nomenclature.

Figure 52 – Arrangement using a torquemeter

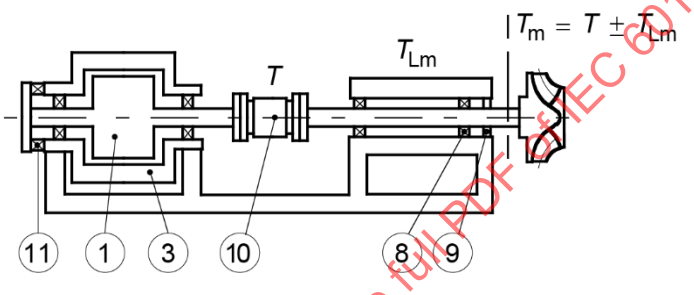
IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



Also valid for a vertical arrangement.

See Table 8 for the nomenclature.

Figure 53 – Arrangement using a torquemeter with machine bearings and seals in balance



Also valid for a vertical arrangement.

See Table 8 for the nomenclature.

Figure 54 – Arrangement using a torquemeter with machine bearings and seals not in balance

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.6.4.2 Suspension of swinging frame

To meet the requirements regarding uncertainty of measurement over the measured range, special low friction bearings are necessary for suspending the swinging frame, i.e. oil or water hydrostatic bearings. The swinging frame should be perfectly balanced, otherwise it is necessary to limit the rotational movement.

6.6.4.3 Windage losses

Whatever speed of the motor/generator, there shall be no torque reaction caused by windage or by a blower; if there is, this shall be taken into account.

6.6.4.4 Cooling fluid connections

The torque measuring device shall be designed in such a way that the cooling fluid enters and leaves without introducing errors due to tangential velocity components. Flexible pipes (if used) shall impose no measurable tangential restraint, especially when under pressure. Dash-pots (if used) shall be shown to impose equal resistance to motion in either direction. Furthermore, the shaft glands retaining the liquid shall either impose no sensible frictional torque or be provided with a torque measurement device.

6.6.4.5 Seals

If sealing between swinging and fixed parts is made by means of friction or membrane seals, these shall be calibrated.

6.6.4.6 Electrical leads

Electrical connections shall impose no measurable tangential restraint. Braided flexible copper leads or mercury pots are suitable for this purpose.

6.6.5 Checking of system

6.6.5.1 General

The checks described below are recommended to verify the correct operation of the whole torque measuring arrangement; nevertheless, the measuring device shall be calibrated.

6.6.5.2 Sensitivity test

The sensitivity of a testing arrangement indicates the lowest torque difference which can be measured through the system. The sensitivity strongly depends on the layout and capacity of the arrangement. Reduced sensitivity can result from incorrect functioning.

Depending on the layout and capacity of the arrangement used, the sensitivity shall be in a range of 0,05 N·m to 0,5 N·m, whereby the low value is valid for $T_{m,max} < 500$ N·m.

6.6.5.3 Speed test

This test is carried out with a dismantled runner/impeller or a disconnected shaft. The system functions correctly if the mechanical torque T_m remains zero for the whole range of speeds.

6.6.5.4 Counterbalancing

During this check the applied torque/force, or part of it, is counterbalanced by means of certified masses. The system functions correctly if the display is reduced according to the counterbalancing mass.

6.6.6 Calibration

6.6.6.1 Primary method

During calibration the following quantities shall be measured:

- length of brake lever;
- force on brake lever;
- tare weight of the brake lever if necessary.

The force acting on the brake lever shall be applied by means of certified masses in the direction of both increasing and decreasing loads. Metal tapes and frictionless pulleys shall be used for applying the torque balancing weights.

6.6.6.2 Secondary method

When using this method, a calibration of the arrangement against a primary method shall be carried out. The rotating torquemeter can also be calibrated *in situ* against a reference, certified, non-rotating torquemeter.

6.6.6.3 Friction torque T_{Lm}

If part of bearing/sealing arrangement is not included in the swinging frame, the relevant total friction torque T_{Lm} shall be determined by an appropriate test taking into account the dependency on speed and shaft seal pressure.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.6.7 Uncertainty in torque measurement (at a confidence level of 95 %)

6.6.7.1 Uncertainty in the shaft torque measurement by primary method

6.6.7.1.1 Length of lever arm *r*

The length of lever arm *r* should be measured within:

$$f_{r,s} = \pm 0{,}05\ \%\ \text{to} \pm 0{,}1\ \%$$

6.6.7.1.2 Force *F*

The force *F* acting on the lever arm should be measured within:

$$f_{F,s} = \pm 0{,}05\ \%\ \text{to} \pm 0{,}1\ \%$$

6.6.7.2 Uncertainty in the shaft torque measurement by secondary method

The uncertainty due to systematic errors in the shaft torque measurement strongly depends on the arrangement used. The expected uncertainty should be within:

$$f_{T,s} = \pm 0{,}05\ \%\ \text{to} \pm 0{,}15\ \%$$

6.6.7.3 Uncertainty in the measurement of the friction torque T_{Lm}

Where the bearing/seal arrangement is not included in the swinging frame system, the friction torque T_{Lm} should be measured within:

$$f_{TLm,s} = \pm 0{,}02\ \%\ \text{to} \pm 0{,}05\ \%\ \text{of}\ T_{m,max}$$

6.6.7.4 Total uncertainty in the runner/impeller torque measurement

Using the above uncertainties (see 6.6.7.1 to 6.6.7.3) the relative uncertainty due to systematic errors in the runner/impeller torque measurement can be calculated as shown below:

a) for the primary method with T_{Lm}, measured in the common swinging frame (see Figure 46 and Figure 47):

$$f_{Tm,s} = \sqrt{\left(f_{r,s}^2 + f_{F,s}^2\right)}$$

b) for the secondary method (see Figure 52):

$$f_{Tm,s} = f_{T,s}\ \text{(defined in 6.6.7.2)}$$

c) for the primary method with T_{Lm}, not measured with swinging frame (see Figure 49, Figure 50, and Figure 51):

the absolute uncertainty due to systematic errors is:

$$e_{Tm} = \sqrt{T^2 f_{T,s}^2 + T_{Lm}^2 f_{T_{Lm},s}^2} = \sqrt{T^2\left(f_{r,s}^2 + f_{F,s}^2\right) + T_{Lm}^2 f_{T_{Lm},s}^2}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

and the relative uncertainty due to systematic errors is:

$$f_{Tm} = \frac{e_{Tm}}{T_m}$$

d) for the secondary method with T_{Lm} not measured with a swinging frame (see Figure 54):

the absolute uncertainty due to systematic errors is:

$$e_{Tm} = \sqrt{T^2 f_{T,s}^2 + T_{Lm}^2 f_{Lm,s}^2}$$

and the relative uncertainty due to systematic errors is:

$$f_{Tm} = \frac{e_{Tm}}{T_m}$$

6.7 Rotational speed measurement

6.7.1 General

Determination of the mechanical power of the runner/impeller requires knowledge of the rotational speed of the runner/impeller shaft.

6.7.2 Methods of speed measurement

The rotational speed of the turbine/pump model may be measured by one of the following methods:

- counting of pulses generated by the model shaft, using an electronic counter and timebase. The pulse generator may be electrical or optical;
- electrical frequency meter connected with a generator directly driven by the model shaft;
- electrical high-precision tachometer comprising a stable permanent magnet directly driven by the model shaft.

6.7.3 Checking

Usually, the speed measurement device is not truly calibrated, but checked:

- either by comparison with another speed measurement device;
- or by checking separately the counting of pulses and the accuracy of the time base.

In case of malfunction, possible errors are:

- missing pulses;
- change of time base.

6.7.4 Uncertainty of measurement

Using the aforementioned instrumentation, the uncertainty due to systematic errors is expected to be within

$$f_{n,s} = \pm 0{,}01\ \%\ \text{to} \pm 0{,}05\ \%$$

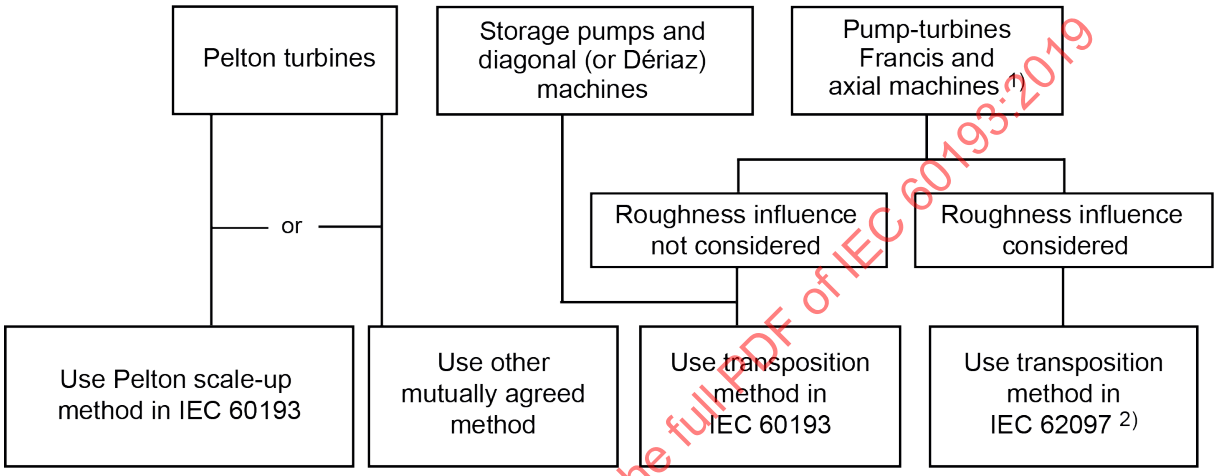
IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.8 Computation and presentation of test results

6.8.1 General

The main hydraulic performance guarantees verifiable by model test are: power, discharge and/or specific hydraulic energy, efficiency, steady-state runaway speed and/or discharge, see 4.2.

The model test results shall be converted into quantities directly comparable with the data specified or guaranteed in the contract. The procedures to calculate these quantities are described in the following subclauses. However, specific conditions shall be fulfilled; see Figure 55.



1) The IEC 60193 transposition method shall be applied if surface roughness influence or IEC 62097 are not required.

2) The Francis with semi-spiral case and axial machine transposition methods are simplified and not fully validated because of a lack of available data. For Francis with semi-spiral and axial machines with full spiral cases, a calculation procedure based on the IEC 62097 transposition method should be mutually agreed, otherwise, the IEC 60193 transposition method shall be applied.

Figure 55 – Choosing the appropriate transposition method

The applications and limitations of the two transposition methods for reaction machines given in Figure 55 are discussed in Annex E. The procedure for model performance transposition shall be agreed between the parties prior to the beginning of the tests.

For impulse turbines (Pelton), when it is agreed in the contract, the scale effect should be taken into account in accordance with Annex I.

For reaction machines, the following subclauses define the procedures for the computation and presentation of data using transposition formulae defined in Annex D:

- 6.8.2 provides the computation of mechanical power of runner/impeller, discharge and/or specific hydraulic energy, and hydraulic efficiency in the guarantee range and includes the influence of cavitation (see 6.8.2.3.8 and 6.8.2.4.2);
- 6.8.3 provides the computation of steady-state runaway speed and discharge, and includes the influence of cavitation (see 6.8.3.2).

Annex C provides an abstract of the test and calculation procedure.

For the hydraulic performance test of a machine, Table 9 shows:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- the geometric parameters;
- the independent hydraulic variables;
- the dependent hydraulic variables.

Table 9 – Variables defining the operating point of a machine

	MACHINE		
	Single-regulated	**Double-regulated**	**Non-regulated**
Geometrical parameter	**α or β or s**	**α and β**	**–**
Independent hydraulic variables	E_{nD}, Q_{nD}, σ_{nD} or n_{ED}, Q_{ED}, σ	E_{nD}, Q_{nD}, σ_{nD} or n_{ED}, Q_{ED}, σ	E_{nD} or Q_{nD}, σ_{nD} or n_{ED} or Q_{ED}, σ
Dependent hydraulic variables	η_h P_{nD} or P_{ED}	η_h P_{nD} or P_{ED}	η_h Q_{nD} or E_{nD}, P_{nD} or Q_{ED} or n_{ED}, P_{ED}
For runaway tests $\eta_h = 0$ and $P_{nD} = P_{ED} = 0$: for non-regulated machines, there is only one runaway point (neglecting the influence of cavitation).			

Examples of performance diagrams for a Francis turbine, a Kaplan turbine, a radial pump, a double-regulated (axial) pump and a Pelton turbine are given respectively in Figure 56 and Figure 57. In the case of a single-regulated turbine, two examples of hill diagrams are given using either discharge and speed factors (see Figure 56) or discharge and energy coefficients (see Figure 57). An example of a four-quadrant diagram for a single-regulated (radial) pump-turbine is shown in Figure 62.

Hydraulic efficiencies measured on two geometrically similar reaction machines at any hydraulically similar operating points (see 5.3.2) of the guaranteed efficiency range are generally different because of the different values of test Reynolds number, which affects hydraulic efficiency (and consequently the mechanical power of runner/impeller), as explained in Annex D.

Therefore, even for comparison with the guarantees given on the model, all values of hydraulic efficiency computed during the tests on a given model shall be referred to a constant Reynolds number, usually stated in the contract, by using a transposition formula (see 4.1.4 and 6.8.2.1). The relevant symbols become η_{hM^*} and P_{ED^*} or P_{nD^*}.

The prototype usually has a well-defined Reynolds number Re_P. The hydraulic efficiency measured on a reaction machine model shall be transposed into the prototype hydraulic efficiency taking into account the scale effect due to the Reynolds number.

With multistage machines, if the model is tested with a reduced number of stages (see 5.1.3.4.2), the method of calculation of model data, taking into account the effect of reduced stages (labyrinth leakage and power loss) and the transposition of these to prototype conditions shall be agreed.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

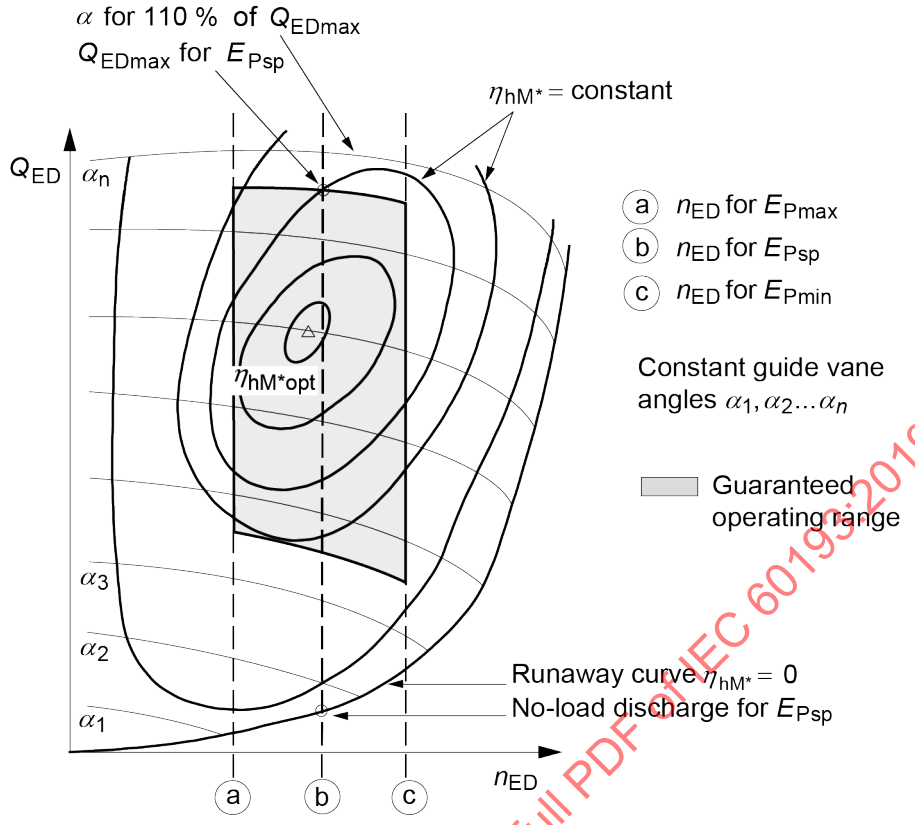


Figure 56 – Single-regulated (Francis) model turbine: performance hill diagram (discharge factor versus speed factor)

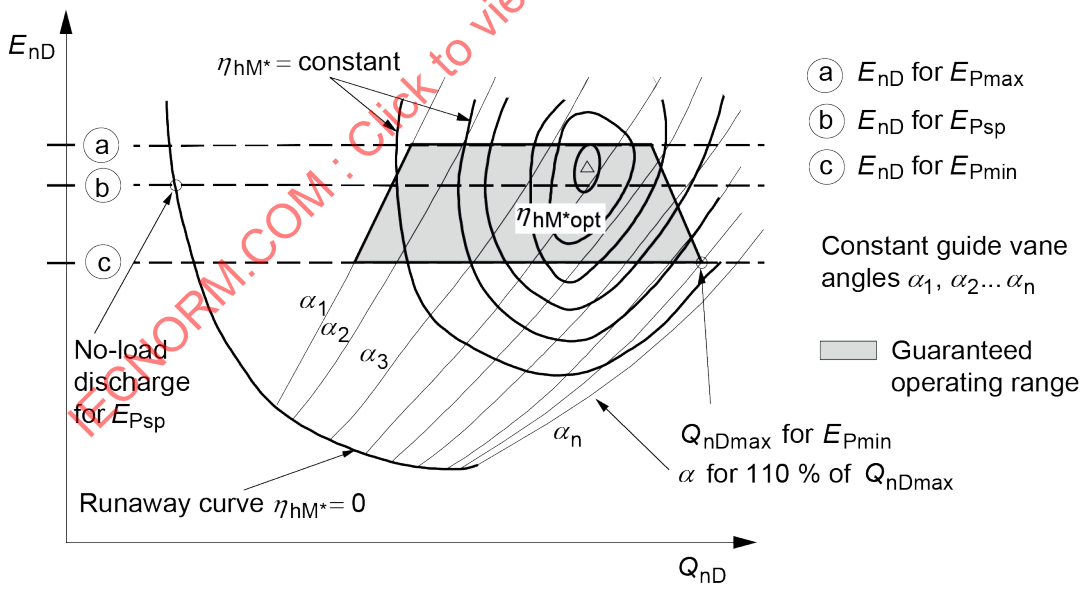


Figure 57 – Single-regulated (Francis) model turbine: performance hill diagram (energy coefficient versus discharge coefficient)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

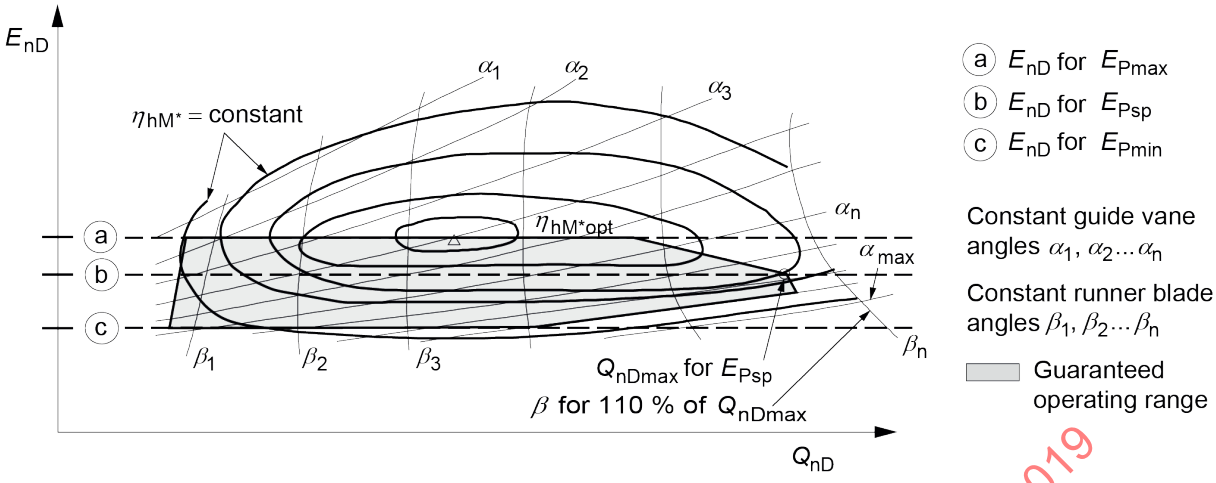


Figure 58 – Double-regulated (Kaplan) model turbine: performance hill diagram

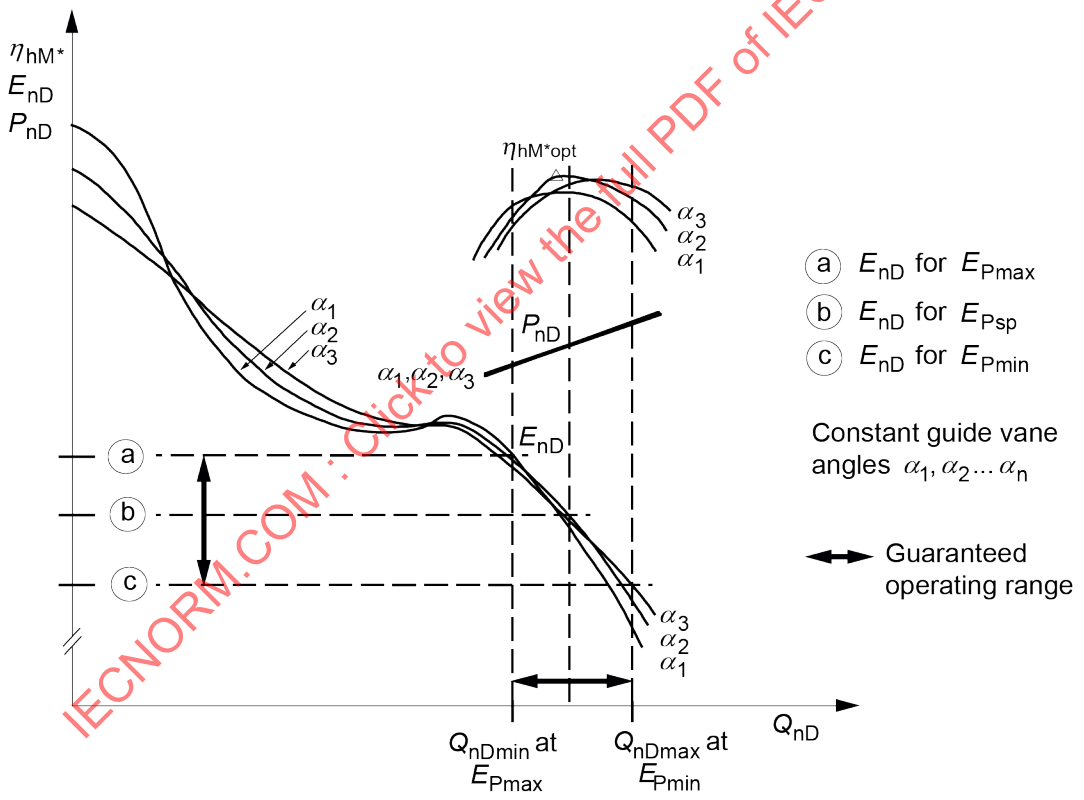


Figure 59 – Single-regulated (radial) model pump: performance diagram

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

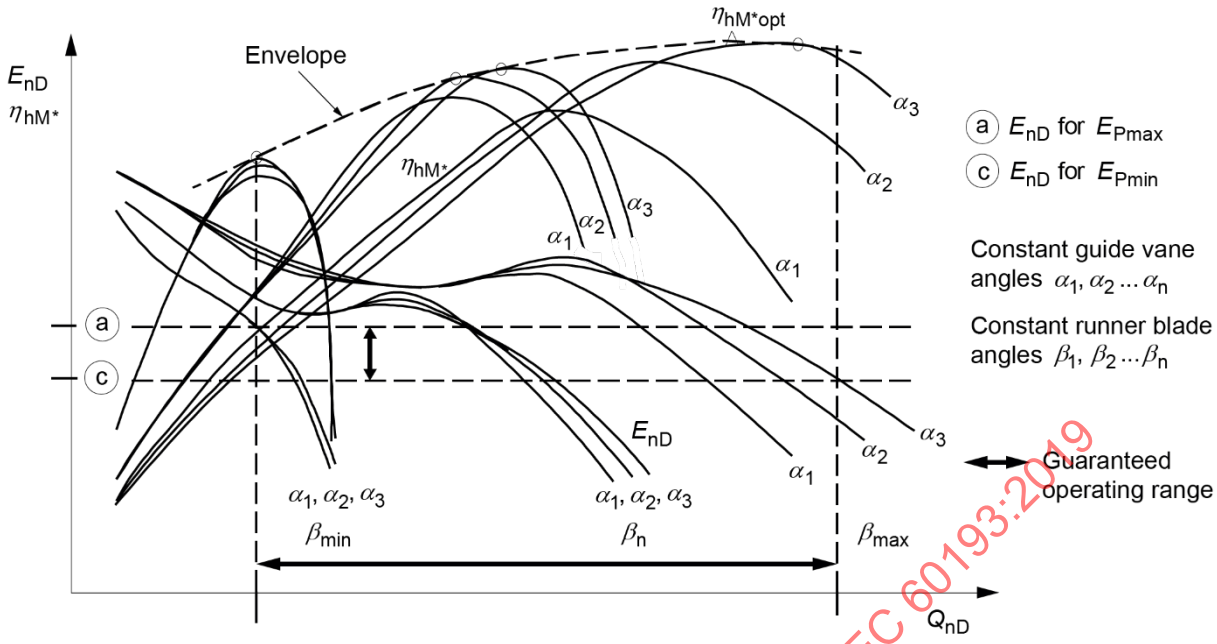


Figure 60 – Double-regulated model pump: performance diagram

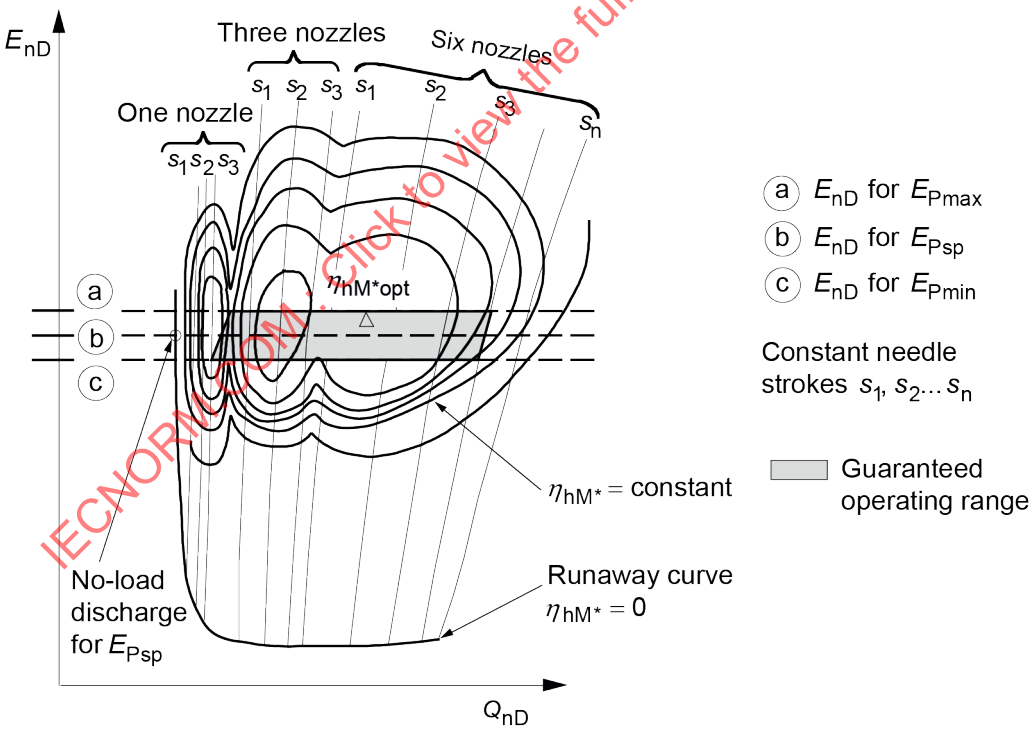


Figure 61 – Pelton model turbine: performance hill diagram (example for a six-nozzle machine)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

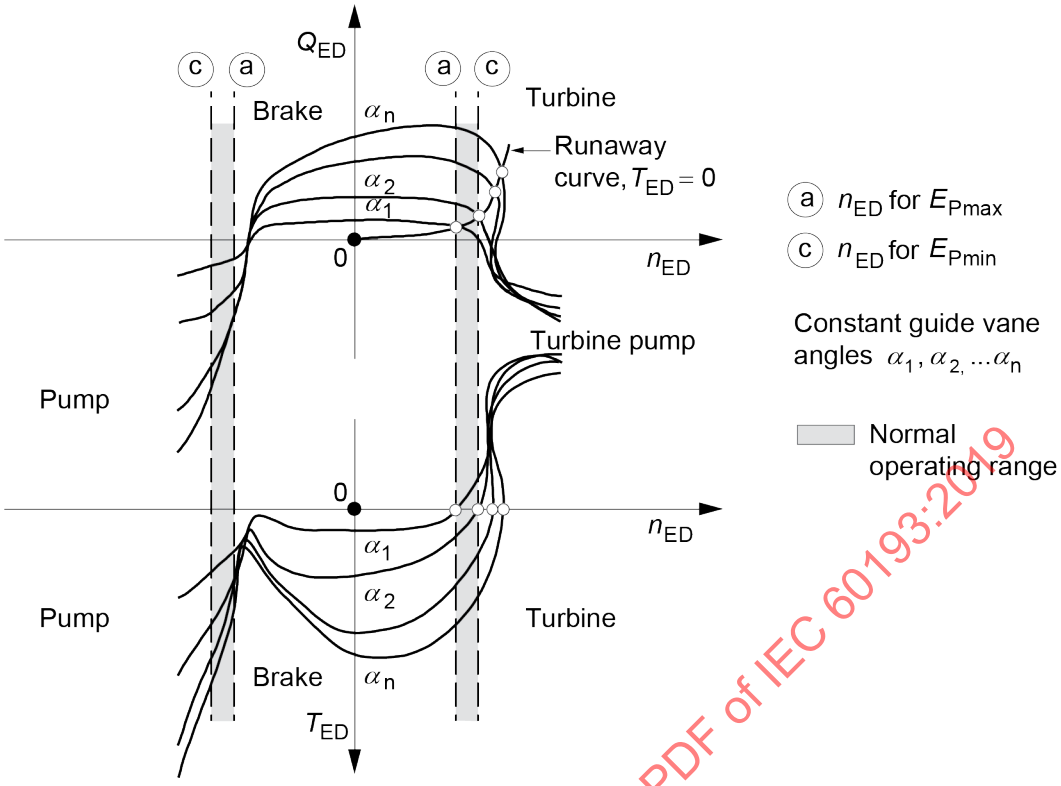


Figure 62 – Single-regulated (radial) model pump-turbine: general four-quadrant diagram

6.8.2 Power, discharge and efficiency in the guarantee range

6.8.2.1 Computation of model performance

For each point, a set of one or more readings and/or recordings of the physical quantities used to determine the hydraulic performance of the model (see 5.6) is made.

The average values of E_M, Q_{1M}, n_M, P_{mM} and $NPSE_M$ are then computed (see 6.1); the formulae shown in 5.6.2.4 enable the hydraulic efficiency η_{hM} of the model to be calculated. The Reynolds number Re_M is computed by the formula in 3.4.12.1.

If IEC 62097 is not used (see Figure 55), the following applies:

a) Reaction machines

If the guarantees are given for a model at a specified Reynolds number Re_{Msp}, it is good practice to choose $Re_{M*} = Re_{Msp}$. The hydraulic efficiency calculated for each point with a different Reynolds number Re_M shall be adjusted to Re_{M*} (see Figure 63). For transposition formula, see Annex D.

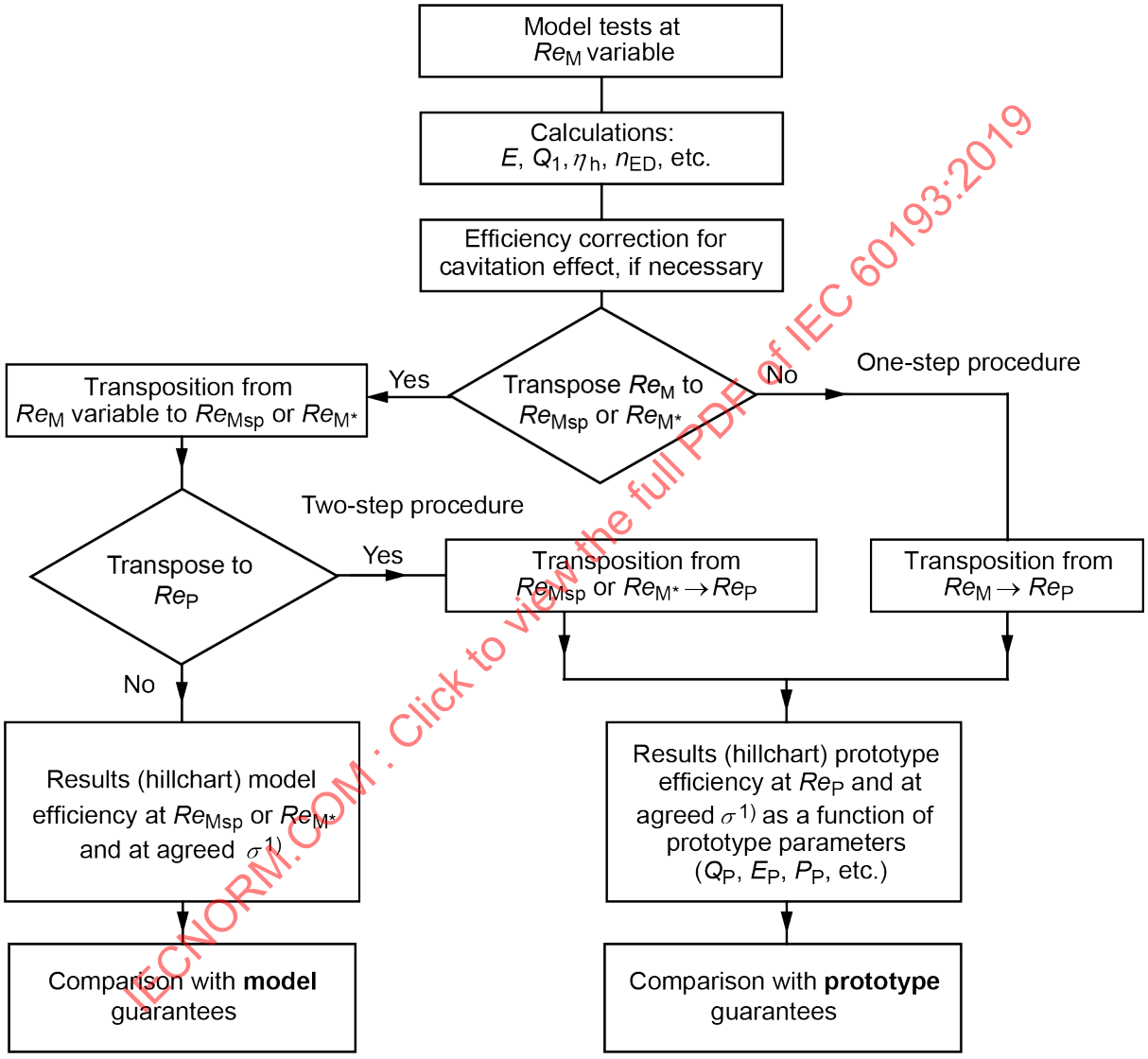
b) Impulse turbines

Experience of different manufacturers has shown scale effects on impulse (Pelton) turbines to be primarily influenced by Froude, Reynolds and Weber numbers. A procedure for taking these effects into account is proposed in Annex I and may be used by mutual agreement.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The transposition of model efficiencies to prototype can be done in a one or two-step procedure. When the model results are not referenced to a specified Reynolds number (Re_{M^*}, Re_{Msp}), a one-step procedure can be applied. Otherwise, a two-step procedure can be used to scale efficiency values to a constant Reynolds number (Re_{M^*}, Re_{Msp}), then to the prototype Reynolds number Re_P.

All of the procedures for the transposition of model data are summarized as a flow chart in Figure 63.



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

1) Generally the agreed value of σ is equal to σ_{pl}

Figure 63 – Reaction machines: procedure for calculating test results in view of comparison with guarantees

6.8.2.2 Computation of the runner/impeller mechanical power factor P_{ED*} (or coefficient P_{nD*})

As Re_M is different to Re_{M*} it is necessary to correct P_{ED} to P_{ED*} or P_{nD} to P_{nD*} as follows:

Turbines	Pumps
$P_{ED*} = P_{ED} \frac{\eta_{hM*}}{\eta_{hM}}$	$P_{ED*} = P_{ED} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hM*}}$
$P_{nD*} = P_{nD} \frac{\eta_{hM*}}{\eta_{hM}}$	$P_{nD*} = P_{nD} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hM*}}$

6.8.2.3 Presentation of model performance

6.8.2.3.1 General

The three basic types of hydraulic machines:

- single-regulated;
- double-regulated; and
- non-regulated

are dealt with separately. Each type of machine is divided into turbine (or pump-turbine operating as turbine) or into pump (or pump-turbine operating as pump).

As the model efficiency guarantees for a specified value of Re_{Msp} are usually stated as a function of the prototype data E_P and Q_{1P} (or P_{mP}) for turbines or Q_P (or E_P) for pumps, the model performance data are converted to the prototype data using the relevant formulae (see 6.8.2.5). The influence of cavitation on the model performance and on the transposition of efficiency are dealt with in 6.8.2.3.8 and 6.8.2.4.2.

For all the following cases, the first step is the determination of $\eta_{hM\ opt}$, δ_{ref} and $\Delta\eta_h$ (see D.2.2).

6.8.2.3.2 Single-regulated turbine (Figure 64)

The procedure described below applies to any type of impulse or reaction hydraulic machine.

The guaranteed efficiency is usually given for one specified speed and one or more specified specific hydraulic energies. As a result, it is necessary to obtain from the model test data a sufficient number of points or curves to cover the guarantees.

If the tests are carried out by choosing energy coefficients or speed factors nearly equal to the specified ones, it is possible to obtain a set of points or curves $\eta_{hM*}(Q_{nD})$ or $\eta_{hM*}(Q_{ED})$ to be used for comparison with guarantees (for the determination of the best smooth curves, see for instance Annex G). As it is not possible to test at exactly constant speed factor, the following procedure is recommended:

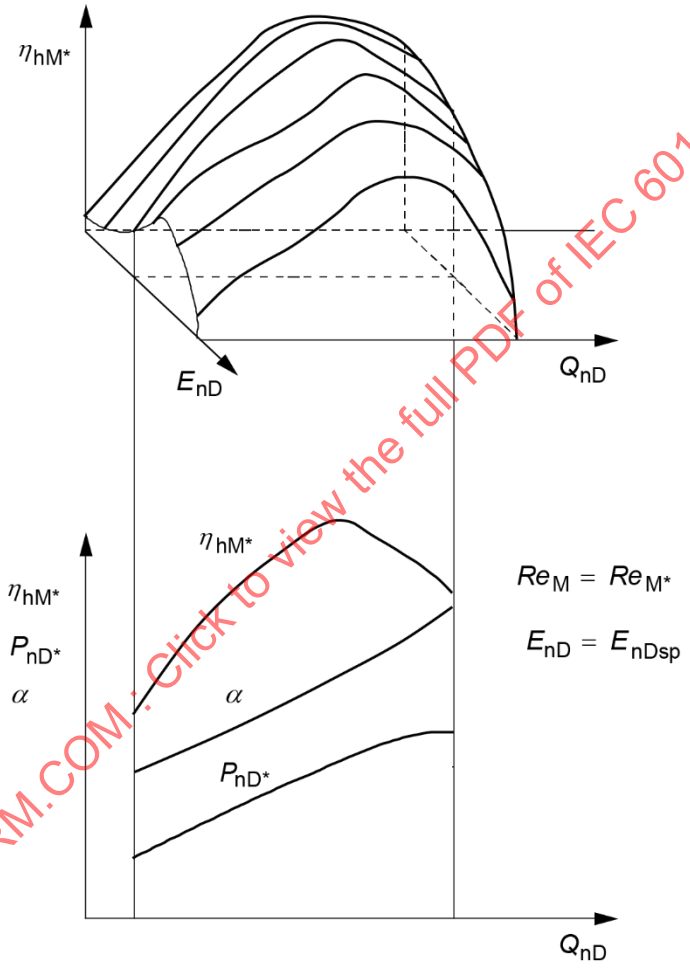
- measurement of a number of points sufficient to draw the three-dimensional surface (hill diagram) of: $\eta_{hM*}(E_{nD}, Q_{nD})$ or $\eta_{hM*}(n_{ED}, Q_{ED})$;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- sectionalize the three-dimensional surface representing the hydraulic efficiency at the energy coefficients or speed factors specified. Figure 64 shows the three-dimensional representative surface η_{hM*} drawn versus energy and discharge coefficients and its section at the specified values of $E_{nD} = E_{nDsp}$.

The determination of the three-dimensional surface (hill diagram) is necessary if the guarantees are based on annual energy production.

For each E_{nDsp} (or n_{EDsp}), the η_{hM*} values obtained following one of the above procedures, enable the mechanical runner power coefficient P_{nD*} (or factor P_{ED*}) curve to be calculated, for comparison with model guarantees.



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 64 – Single-regulated turbine: three-dimensional surface of hydraulic efficiency and curves of performance at E_{nD} constant

6.8.2.3.3 Single-regulated pump (Figure 65)

The guaranteed efficiency and discharge are usually given for one specified speed and a specified range of specific hydraulic energy. As a result, it is necessary to obtain from the model test data a sufficient number of points or curves to cover the guarantees.

For different guide vane openings, the $\eta_{hM*}(Q_{nD})$ and $E_{nD}(Q_{nD})$ or $\eta_{hM*}(E_{nD})$ and $Q_{nD}(E_{nD})$ curves[9] are drawn and the relevant mechanical power coefficients P_{nD*} are calculated (see Figure 65). The guide vane openings will be chosen taking into account the guaranteed discharge and efficiency and the power limits.

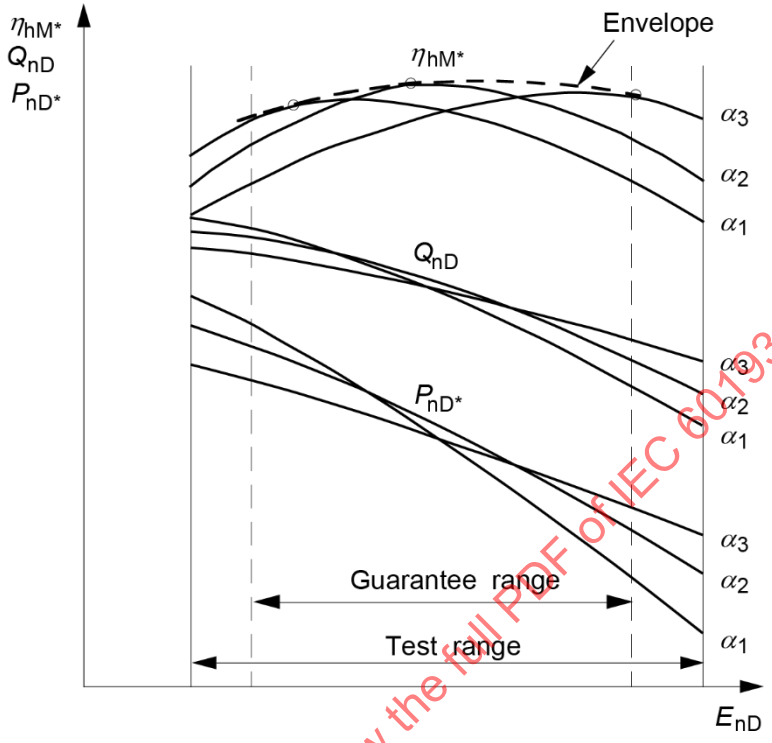


Figure 65 – Single-regulated pump: performance curves

6.8.2.3.4 Double-regulated turbine (Figure 66)

The guaranteed efficiency is usually given for one specified speed and one or more specified specific hydraulic energies. As a result, it is necessary to obtain from the model test data a sufficient number of points or curves to cover the guarantees.

If the tests are carried out by choosing energy coefficients or speed factors nearly equal to the specified ones, it is possible to obtain a set of points or curves[10] $\eta_{hM*}(Q_{nD})$ or $\eta_{hM*}(Q_{ED})$ to compare with guarantees: the tests are usually performed considering the double-regulated turbine as a set of single-regulated turbines having different constant runner blade angles. Figure 66 shows the performance curve drawn for a Kaplan model turbine, measuring a number of points at six different runner blade angles β_1, β_2, etc. and keeping E_{nD} constant (equal to E_{nDsp}): the on-cam hydraulic efficiency η_{hM*} curve is the envelope curve, determining the optimum guide vane/runner blade relationship[11].

Since it is impossible to carry out testing at exactly constant energy coefficient or speed factor, the following procedure is recommended:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

---

9 For the determination of the best smooth curves, see for instance Annex G.

10 For the determination of the best smooth curves, see for instance Annex G.

11 The optimum relationships (α,β) on model and on prototype are only approximately the same.

– measure a sufficient number of points to draw a three-dimensional surface (hill diagram) of: $\eta_{hM^*}(E_{nD}, Q_{nD})$ or $\eta_{hM^*}(n_{ED}, Q_{ED})$, for the chosen runner blade angles;

– sectionalize the hill diagram representing the hydraulic efficiency at the energy coefficients or speed factors specified.

In this way, the on-cam η_{hM^*} values are determined as in Figure 66.

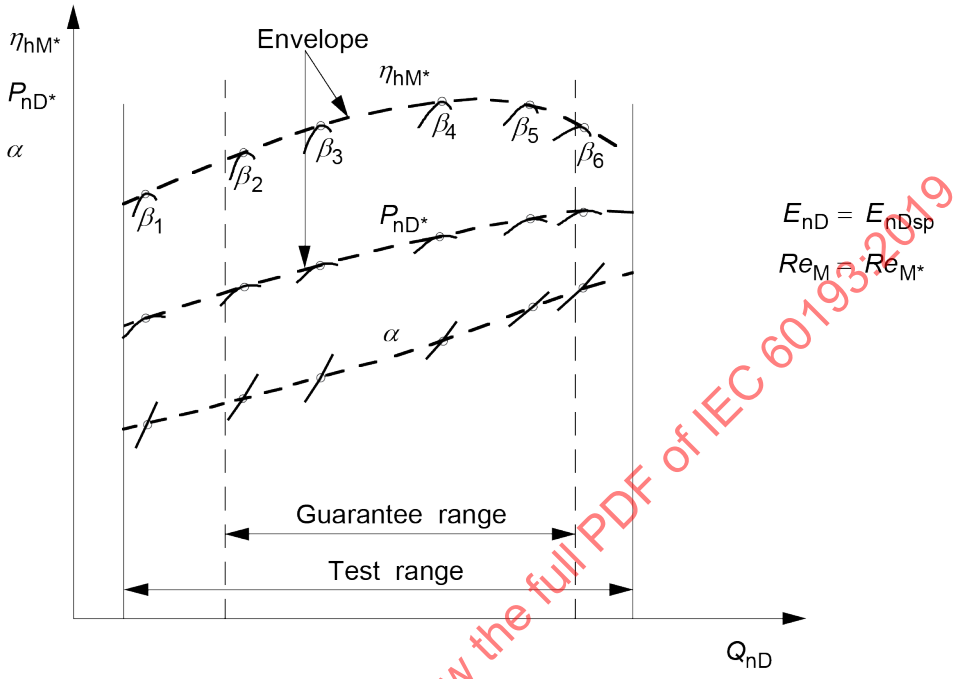


Figure 66 – Double-regulated turbine: performance curves at E_{nD} constant

The determination of the hill diagram is necessary if the guarantees are based on annual energy production.

For each E_{nDsp} (or n_{EDsp}) the η_{hM^*} values obtained, following one of the above procedures, enable the mechanical runner power coefficient P_{nD^*} (or factor P_{ED^*}) curve to be calculated, for comparison with model guarantees.

6.8.2.3.5 Double-regulated pump (Figure 67)

The guaranteed efficiency and discharge are usually given for one specified speed and a specified range of specific hydraulic energy. As a result, it is necessary to obtain from the model test data a sufficient number of points or curves to cover the guarantees.

The procedure is the same as that for double-regulated turbines (see 6.8.2.3.4). Figure 67 shows the performance curves drawn for a double-regulated model pump keeping E_{nD} constant (= E_{nDsp}).

For each E_{nDsp} (or n_{EDsp}), the η_{hM^*} values obtained following one of the above procedures enable the mechanical runner power coefficient P_{nD^*} (or factor P_{ED^*}) curve to be calculated, for comparison with model guarantees.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

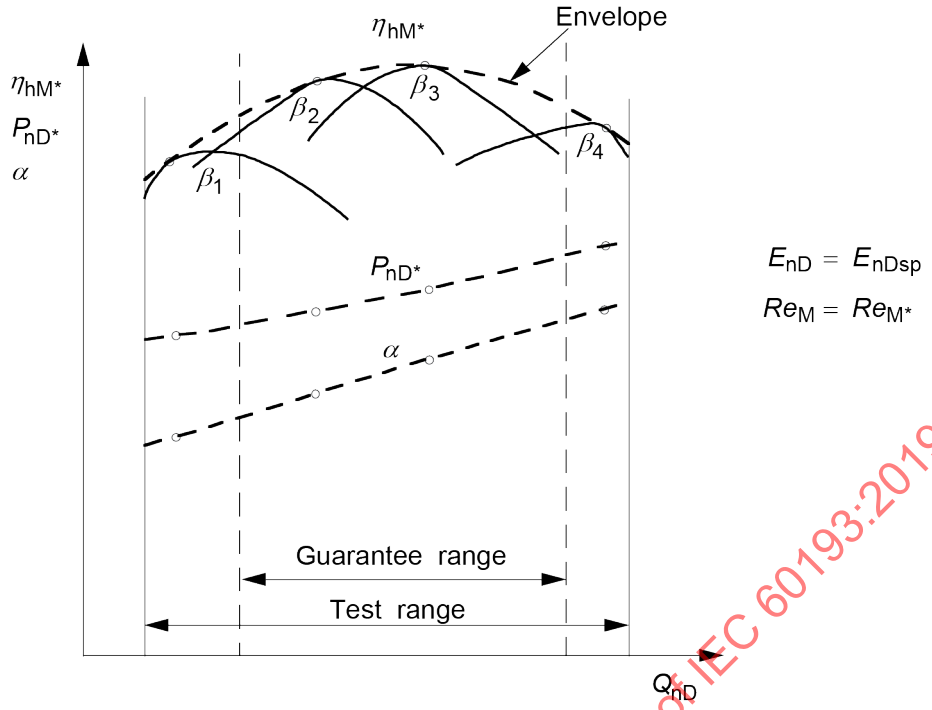


Figure 67 – Double-regulated pump: performance curves at E_{nD} constant

6.8.2.3.6 Non-regulated turbine (Figure 68)

The guaranteed efficiency is usually given for one specified speed and a specified range of specific hydraulic energy. There is only one independent variable: E_{nD} (or Q_{nD}) or n_{ED} (or Q_{ED}) as shown in Table 9.

The performance curves[12] including the mechanical power coefficient P_{nD*} or factor P_{ED*}, computed through the hydraulic efficiency η_{hM*}, are shown in Figure 68. They are directly used for the comparison with the model guarantees.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

12 For the determination of the best smooth curves, see for instance Annex G.

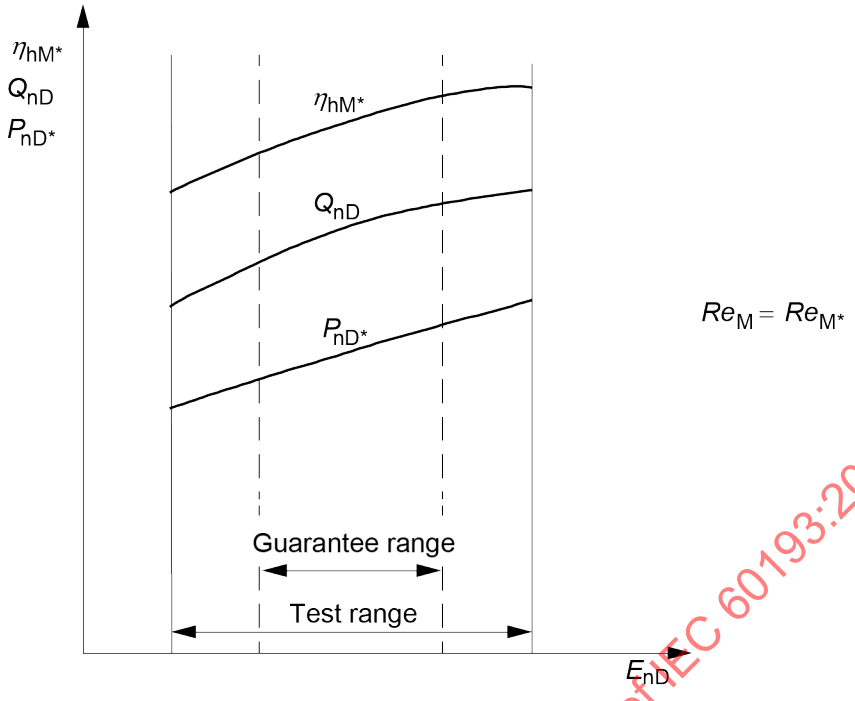


Figure 68 – Non-regulated turbine: performance curves

6.8.2.3.7 Non-regulated pump (Figure 69)

The guaranteed efficiency and discharge are usually given for one specified speed and a specified range of specific hydraulic energy. There is only one independent variable: E_{nD} (or Q_{nD}).

The performance curves, including the mechanical runner power coefficient P_{nD*}, computed through the hydraulic efficiency η_{hM*}, are shown in Figure 69. They are directly used for the comparison with the model guarantees. For the determination of the best smooth curves see Annex G.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

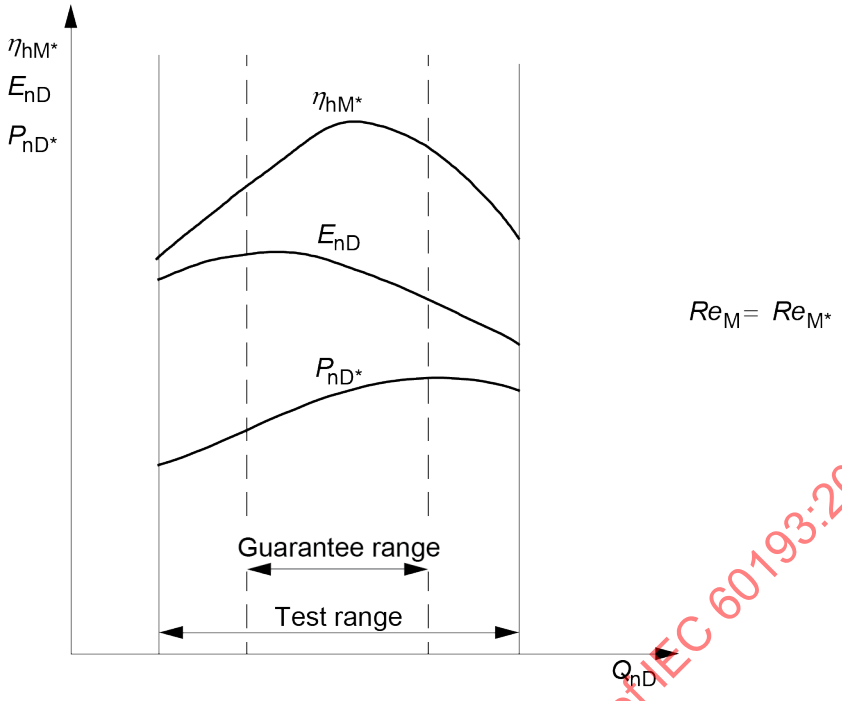


Figure 69 – Non-regulated pump: performance curves

6.8.2.3.8 Influence of cavitation on model power, discharge and/or specific hydraulic energy and efficiency

It is recommended to verify the influence of cavitation, characterized by the Thoma number (or the cavitation coefficient) on model performance[13]. In 5.5.3.5 and 5.5.3.6, the test procedure is explained.

If these tests reveal that within the range of guarantees an influence exists, Figure 70 explains the procedure for correcting the efficiency curve, measured at $\sigma_M > \sigma_{pl}$, at a sufficient number of agreed operating points. The cavitation influences on discharge and efficiency found at σ_{pl} are superimposed on the performance curves, measured at $\sigma_M > \sigma_{pl}$. The values of the hydraulic performance quantities, to be taken into account for the comparison with the guarantees, shall be those that consider the influence of cavitation under plant conditions, if any.

Figure 71 shows the curves of P_{ED}, Q_{ED}, and η_{hM} drawn at one measured point by varying the Thoma number σ for a Francis model turbine or pump-turbine operating as a turbine; the curves of Figure 72 refer to a model pump, or pump-turbine operating as a pump. In this last case, the curve of Q_{ED} has been replaced by the curve of E_{nD} because it is more relevant to pump performance. In the case of a pump, σ_{nD} replaces σ as E is variable during cavitation tests[14].

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

---

[13] The *NPSE* and σ-values are determined in the low-pressure reference section 2 of the model (see 3.4.7.5 and 3.4.7.6). Since only the free water levels in the suction channel of the plant are usually known, it is necessary, when calculating σ-factors at guaranteed performance points, to take into account the specific hydraulic energy dissipated between the tailwater level and section 2. In the case of a pump having a suction channel where the free water level can be measured close to section 2, the pump inlet losses can be considered negligible and the specific hydraulic energy at section 2 is assumed to correspond to its submergence. In other cases, an agreement shall to be reached between the parties.

[14] For pumps, it may also be useful to keep E_{nD} nearly constant, as shown in Figure 72.

The Thoma number measured on the model is transferred to the prototype $NPSE_P$ using the formulae given in 6.8.2.5.4.

Where guarantees are given on the prototype, the cavitation influence on the transposition formula is given in 6.8.2.4.2.

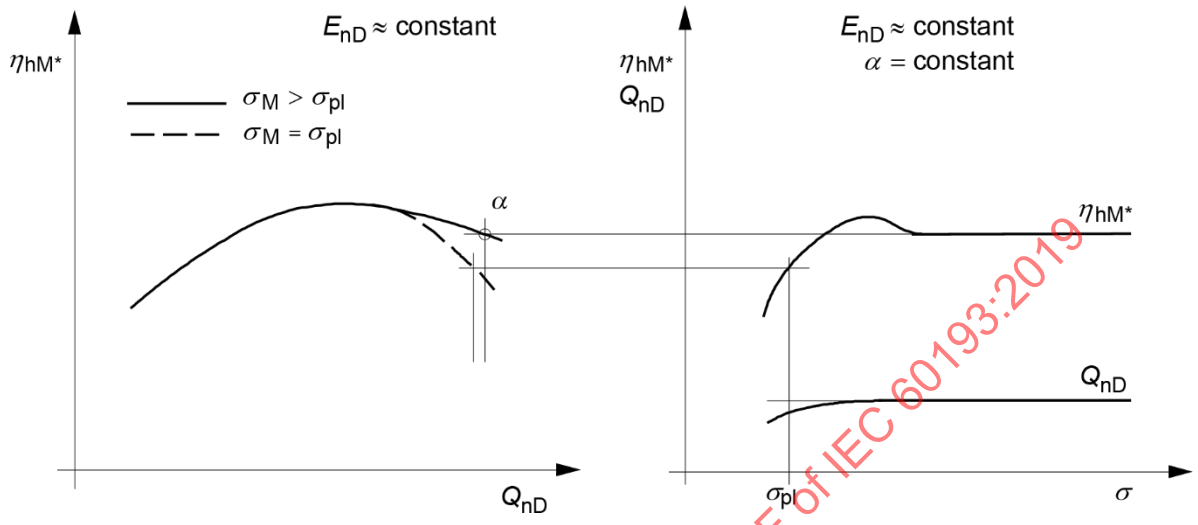


Figure 70 – Efficiency curve correction in order to take into account cavitation influence (e.g. tubular machines at overload operation)

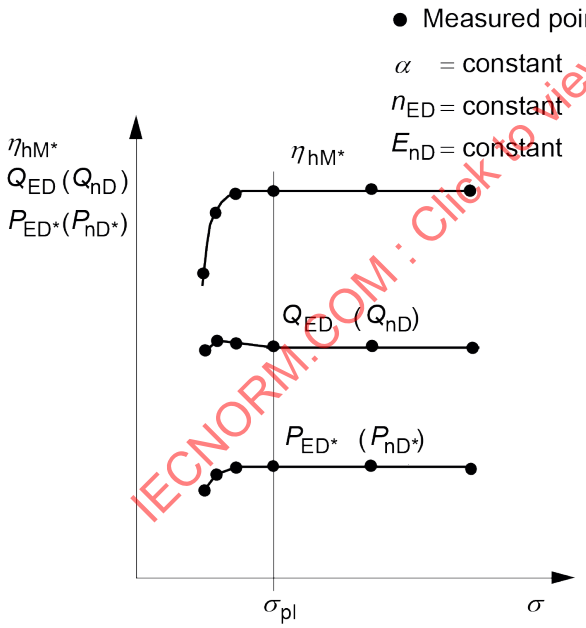


Figure 71 – Francis model turbine: cavitation curves

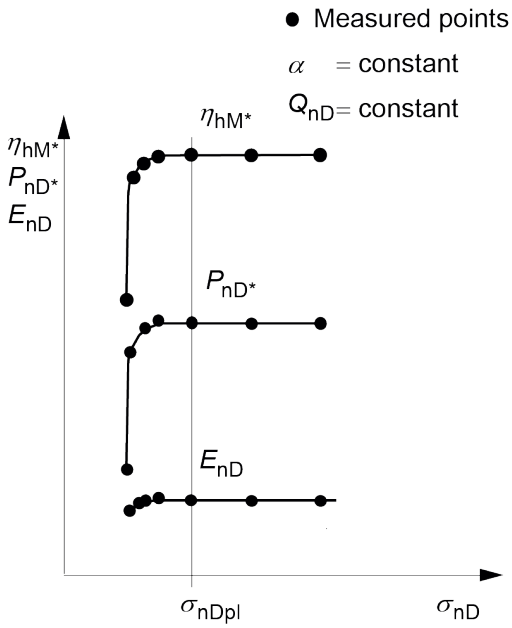


Figure 72 – Model pump: cavitation curves

6.8.2.4 Computation of prototype performance

6.8.2.4.1 Efficiency transposition

For a reaction machine, if the guarantees are referred to prototype, the model efficiencies η_{hM} or η_{hM^*} are transposed to η_{hP} using formulae in Annex D.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

For an impulse turbine, if it has been contractually agreed to take into account a scale effect on efficiency, $(\Delta\eta_h)_{M\to P}$ may be calculated in accordance with Annex I.

Other data concerning the main hydraulic performance of the prototype (discharge, specific hydraulic energy and mechanical runner/impeller power) are obtained from the formulae of 6.8.2.5. The prototype mechanical runner/impeller power is computed taking into account the scale effect on the hydraulic efficiency.

The procedure of drawing[15] the curves of prototype performance, and of determining the curves to be compared with the prototype guarantees is the same as the one established for guarantees given on the model (see 6.8.2.3).

6.8.2.4.2 Influence of cavitation on applicability of the transposition formula

While no scientifically founded theory for the transposition of efficiency under cavitating conditions exists, it is generally agreed that the formula used for non-cavitating conditions can be applied at σ values where the performance is not influenced by cavitation.

By convention, this transposition formula may continue to be applied if the increase or decrease of hydraulic efficiency, due to the decrease of Thoma number σ, does not exceed 0,5 %, unless otherwise agreed (see Figure 73).

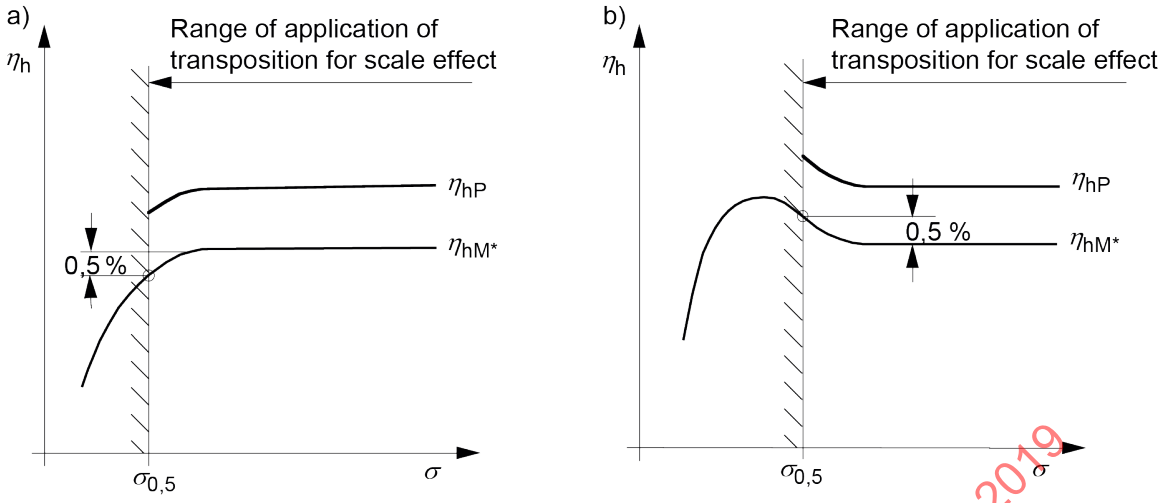
Where the efficiency is affected by more than 0,5 %, the relationship between model and prototype performance is less certain and *a priori* agreement regarding this relationship shall be reached between the parties.

The value of P_{mP} is determined on the basis of the values of η_{hP}, Q_P, E_p at σ_{pl}.

In large tubular turbines, if Froude similarity cannot be fulfilled (see 5.3.5.2), a transposition method of the cavitation characteristics from model to prototype should take into account the vertical distribution of cavitation, as for example shown in [13].

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

15 For the determination of the best smooth curves, see for instance Annex G.



a) Limit set by 0,5 % efficiency decrease **b) Limit set by 0,5 % efficiency increase**

Figure 73 – Francis model turbine cavitation curves: examples of limits for application of transposition formula

6.8.2.5 Formulae for computation of prototype performance within the guaranteed efficiency range

6.8.2.5.1 General

The measurements carried out during model tests make it possible to calculate, for each point, the discharge Q_{1P}, the specific hydraulic energy E_P and the mechanical runner/impeller power P_{mP} of the geometrically similar prototype operating in hydraulically similar conditions (see 5.3.2) using the formulae listed in 6.8.2.5.2, 6.8.2.5.3 and 6.8.2.5.4.

6.8.2.5.2 Reaction machines

The scale effect due to a Reynolds number influence on hydraulic efficiency is taken into account on mechanical runner/impeller power[16]. Since available data for the scaling of discharge and specific hydraulic energy do not show consistent trends, it has been assumed that only efficiency and power (due to efficiency increase) are influenced by scale effects[17].

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + (\Delta\eta_h)_{M\to P}$$

where

$(\Delta\eta_h)_{M\to P}$ is calculated by the formula given in Annex D.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

16 In the case of axial turbines operating under low specific hydraulic energy far from the best efficiency point, some measurements show a power different from that calculated in accordance with this document.

17 Sometimes, tests on prototypes show shifting effects on $Q_{1P} = f(E_p)$ curves and consequently on $P_{mP} = f(E_p)$ curves compared to corresponding model curves. Shifting effects on $Q_{1P} = f(E_p)$ are taken into account in determining the maximum mechanical power of a pump. A possible approach is given in IEC 62097:2009, 6.6.

Two procedures for the computation of prototype performance are possible:

a) Direct calculation from model measured data:

$$Q_{1P} = Q_{1M}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{0,5} = Q_{1M}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3\frac{n_P}{n_M}$$

$$E_P = E_M\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2$$

– for turbine:

$$P_{mP} = \rho_{1P}Q_{1P}E_P\eta_{hP} = P_{mM}\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1,5}\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = P_{mM}\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5\left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}$$

where

$$P_{mM} = \rho_{1M}Q_{1M}E_M\eta_{hM}$$

– for pump:

$$P_{mP} = \frac{\rho_{1P}Q_{1P}E_P}{\eta_{hP}} = P_{mM}\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1,5}\frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} = P_{mM}\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5\left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3\frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}}$$

where

$$P_{mM} = \frac{\rho_{1M}Q_{1M}E_M}{\eta_{hM}}$$

b) Calculation from the dimensionless factors (or coefficients) previously computed from model measured data:

$$Q_{1P} = Q_{ED}D_P^2E_P^{0,5} = Q_{nD}D_P^3n_P$$

$$E_P = \frac{1}{n_{ED}^2}D_P^2n_P^2 = E_{nD}D_P^2n_P^2$$

– for turbine:

$$P_{mP} = P_{ED}\rho_{1P}D_P^2E_P^{1,5}\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = P_{nD}\rho_{1P}D_P^5n_P^3\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}$$

– for pump:

$$P_{mP} = P_{ED}\rho_{1P}D_P^2E_P^{1,5}\frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} = P_{nD}\rho_{1P}D_P^5n_P^3\frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}}$$

The above formulae can also be applied when the measured hydraulic efficiency of the model has been referred to a constant Reynolds number (η_{hM^*}) (see 6.8.1).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.8.2.5.3 Impulse turbines (Pelton)

The formulae in 6.8.2.5.2 apply under the following conditions:

- if no scale effect is taken into account, it is assumed that $\eta_{hP} = \eta_{hM}$;
- if it is contractually agreed to take a scale effect into account, then $(\Delta\eta_h)_{M\to P}$ may be calculated according to Annex I.

6.8.2.5.4 Formulae for computation of prototype $NPSE_P$

The net positive suction specific energy of the prototype is calculated by one of the following formulae:

$$NPSE_P = \sigma E_P = \sigma_{nD} n_P^2 D_P^2$$

6.8.3 Computation of steady-state runaway speed and discharge

6.8.3.1 Determination of the model steady-state runaway curves

The Reynolds number scale effect is assumed zero in the range near to the runaway operation. The effect of the Thoma number on the runaway curves may be significant (see 6.8.3.2).

In the case of a single-regulated model machine, for each point a set of readings and/or recordings of physical quantities used to determine the model steady-state runaway speed and discharge is recorded, with $T_{mM} = 0$ (see 5.5.3.7).

The average values of E_M, Q_{1M}, n_M and $NPSE_M$ are then computed; $n_{ED,R}$ and $Q_{ED,R}$ (or $E_{nD,R}$ and $Q_{nD,R}$) are finally derived using the formulae of 3.4.13.

The runaway curve[18] is drawn for different openings α or s (see Figure 74) to obtain the maximum steady-state runaway speed $n_{ED,Rmax}$ and discharge $Q_{ED,Rmax}$.

For a double-regulated model machine, a runaway curve is usually drawn for each runner/impeller blade angle β. The envelope curve of these curves is drawn to define the maximum runaway speed and discharge (see Figure 78 and Figure 79).

For a non-regulated model machine, the runaway curve is reduced to a point when using dimensionless factors or coefficients.

The runaway tests shall be carried out by varying the guide vane opening, runner/impeller blade angle or needle stroke, over all the guaranteed range.

For Pelton turbines, the maximum runaway speed is determined taking into account the influence of the number of nozzles (see Figure 75).

If, during the tests, it is not possible to reach $T_{mM} = 0$, the runaway conditions can be determined by extrapolation (see Figure 76).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

[18] For a pump, the runaway speed and discharge are usually called "reverse runaway speed" and "reverse runaway discharge".

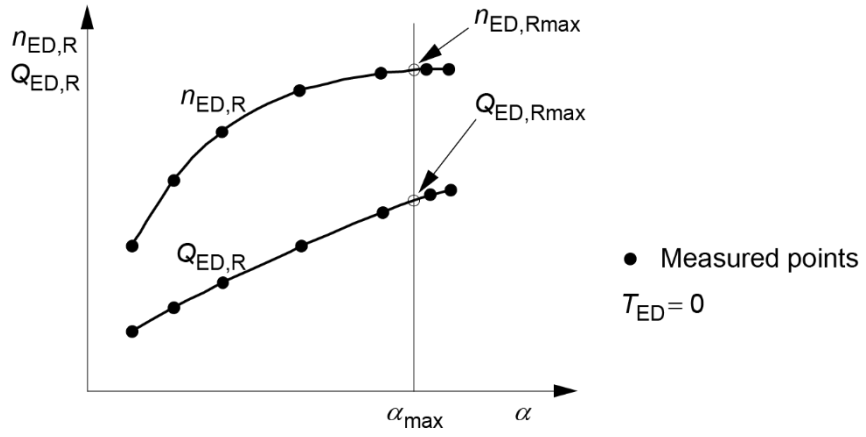


Figure 74 – Runaway curves for a single-regulated turbine (Francis)

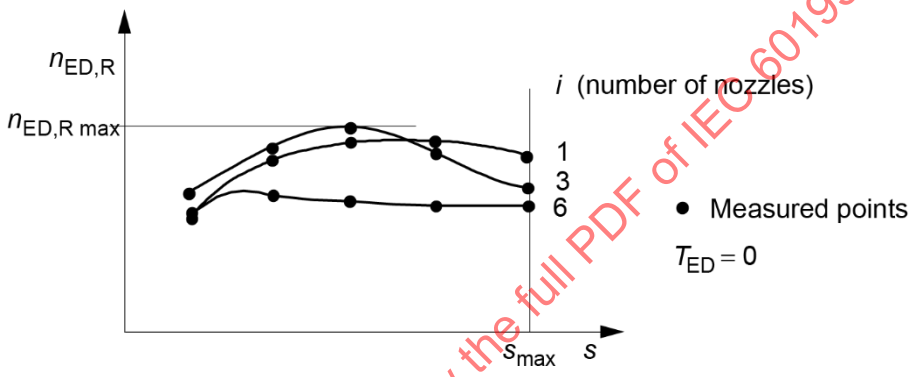


Figure 75 – Runaway curves for a single-regulated turbine (six-nozzle Pelton)

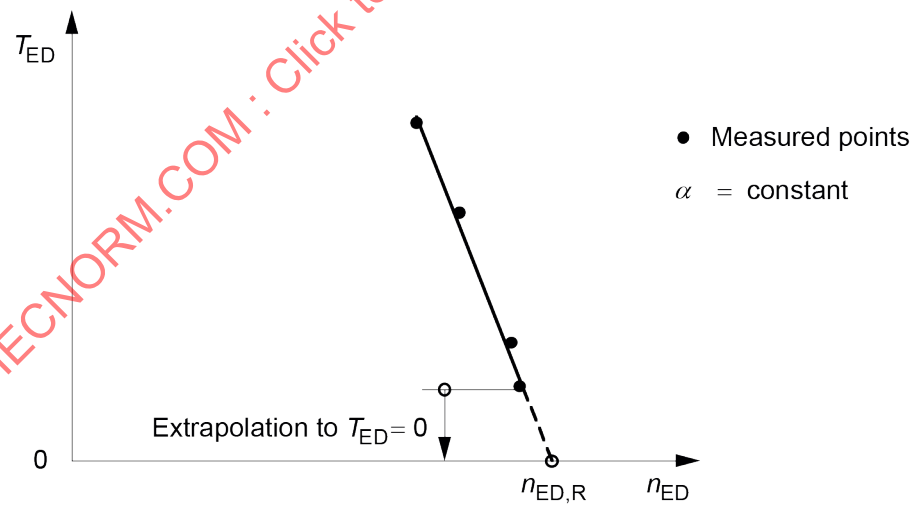


Figure 76 – Runaway speed determined by extrapolation: example for a single-regulated turbine (Francis)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.8.3.2 Influence of cavitation on steady-state runaway speed and discharge

It is recommended that the influence of Thoma number on model performance is also verified at runaway conditions. Subclause 5.5.3.7 details the test procedure.

Figure 77 shows the cavitation influence for a medium specific speed Francis turbine model at guide vane opening α_{max}.

Cavitation has a large influence on runaway curves of a Kaplan turbine. Figure 78 shows the cavitation curves $n_{ED,R}$ and $Q_{ED,R}$ at different guide vane openings α and runner blade angles β. The same phenomenon is represented in Figure 79, which shows the $n_{ED,R}(Q_{ED,R})$ curves at high σ and at $\sigma = \sigma_{pl}$.

The Thoma number or the cavitation coefficient measured on the model is usually transferred to prototype $NPSE_P$ using the formulae given in 6.8.2.5.4.

In large tubular turbines, if the Froude similitude cannot be fulfilled (see 5.3.5.2), a conversion method of cavitation characteristics from model to prototype should take into account the vertical distribution of cavitation as, for example, shown in reference [14].

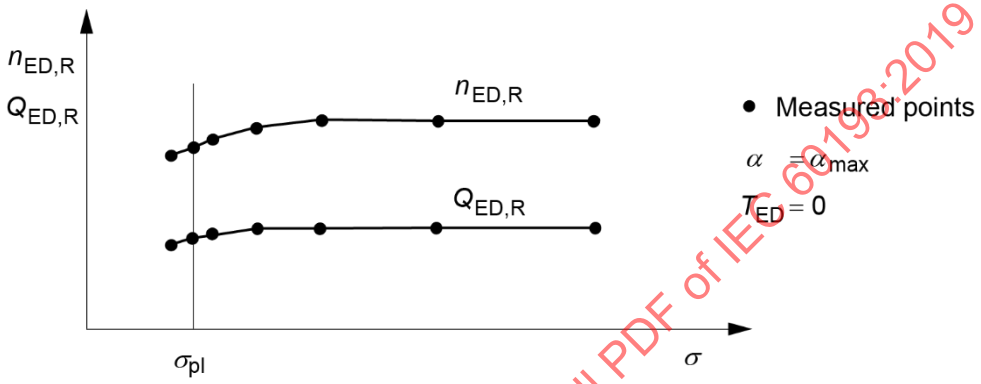


Figure 77 – Influence of Thoma number on runaway speed and discharge of a single-regulated turbine (Francis)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

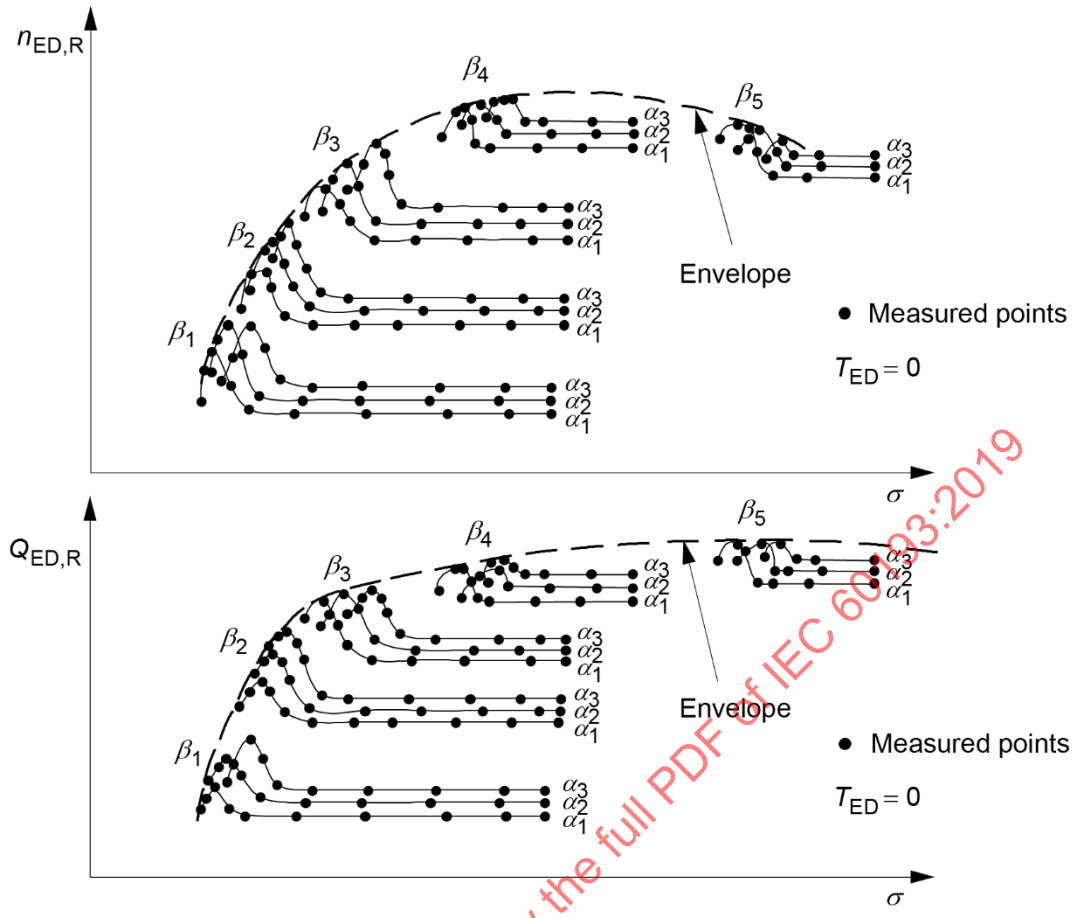


Figure 78 – Influence of the Thoma number on runaway speed and discharge of a double-regulated turbine (Kaplan)

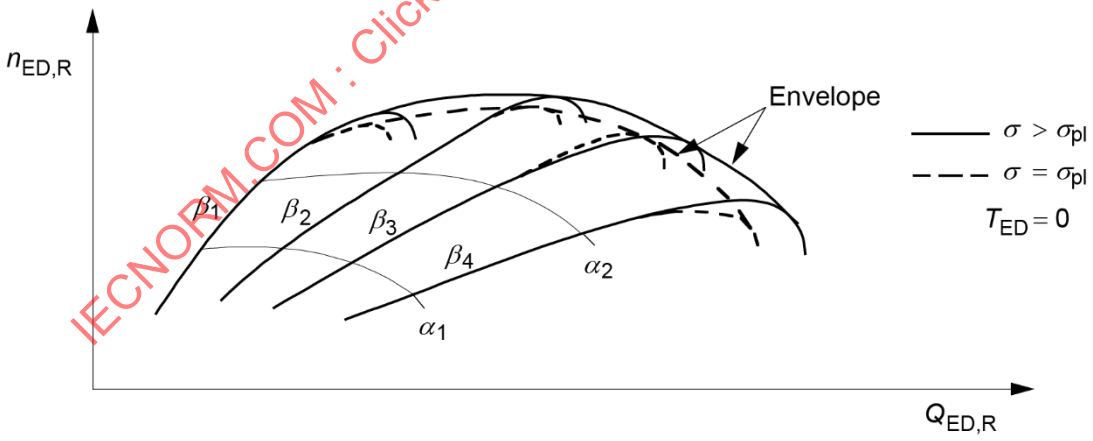


Figure 79 – Influence of the Thoma number on the off-cam runaway curves of a double-regulated turbine (Kaplan)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.8.3.3 Computation of the prototype steady-state runaway curves

If runaway guarantees are given for the prototype, no scale effect is usually considered: this means that $P_{ED,M} = P_{ED,P}$, in the range near to the runaway point. The prototype runaway data are computed at σ_{pl} from the model test results using formulae based on the affinity laws (see 6.8.3.4) and hence the maximum runaway speed and discharge points are determined. Unless otherwise agreed, the friction losses of the unit thrust bearing, guide bearings and shaft seal and the mechanical and windage losses of the electrical machine are taken into account, as described in Annex F.

6.8.3.4 Formulae for computation of prototype runaway characteristic

Two procedures are possible:

a) Direct calculation from model measured data:

$$n_{R,P} = n_{R,M} \frac{D_M}{D_P} \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{0,5}$$

$$Q_{1,RP} = Q_{1,RM} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{0,5}$$

The formula

$$P_{mP} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1,5}$$

is used to draw a curve $P_{mP}(n_P)$ necessary to take into account the bearings and shaft seal friction losses and the windage losses (see Annex F).

b) Calculation from the dimensionless factors (or coefficients) previously computed from model measured data:

$$n_{R,P} = n_{ED,R} \frac{E_P^{0,5}}{D_P}$$

$$Q_{1,RP} = Q_{ED,R} D_P^2 E_P^{0,5}$$

The formula

$$P_{mP} = P_{ED} \rho_{1P} D_P^2 E_P^{1,5}$$

is used to draw a curve $P_{mP}(n_P)$ necessary to take into account the bearings and shaft seal friction losses and the windage losses (see Annex F).

For the computation of $NPSE_P$, see 6.8.2.5.4.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.9 Error analysis

6.9.1 Definitions

6.9.1.1 Definition of the error

The error in the measurement of a quantity is the difference between that measurement and the true value of the quantity.

No measurement of a physical quantity is free from uncertainties arising from systematic and random errors.

Systematic errors cannot be reduced by repeating measurements since they arise from the characteristics of the measuring apparatus, the installation and the operating conditions. However, random errors can be reduced by repetition of measurements since the random error of the mean of n independent measurements is $\sqrt{n}$ times smaller than the random error of an individual measurement (see Annex J).

6.9.1.2 Definition of uncertainty

The range within which the true value of a measured quantity can be expected to lie, with a suitably high probability, is termed the uncertainty in the measurement. For the purpose of this document, the probability to be used shall be 95 % confidence level.

The uncertainty in the measurement of a quantity X may be expressed as an absolute value e_X or as a relative value: $f_X = e_X / X$.

6.9.1.3 Types of errors

6.9.1.3.1 General

Three types of error shall be considered:

- spurious errors (see 6.9.1.3.2);
- random errors (see 6.9.1.3.3);
- systematic errors (see 6.9.1.3.4).

6.9.1.3.2 Spurious errors

These are errors such as human errors, or instrument malfunction, which invalidate a measurement. For example, the transposing of numbers in recording data or the presence of pockets of air in leads from a water line to a manometer. Such errors should not be incorporated into any statistical analysis and the corresponding measurement shall be discarded. Where the error is not large enough to make the result obviously invalid, the point shall be repeated or some rejection criteria may be applied to decide whether the data point should be rejected (see for example [15]).

6.9.1.3.3 Random errors and associated uncertainty

Random errors are caused by numerous, small, independent influences that prevent a measurement system from delivering the same reading (repeatability of the measurement system) when supplied with the same input value of the quantity to be measured. The measurements deviate from their mean in accordance with the laws of chance, such that their distribution usually approaches a normal (gaussian) distribution as the number of measurements is increased.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The random error is influenced by the care taken during the measurements, the number of measurements and the operation conditions. The scatter of the readings observed during a test results from the combination of the random error arising from the instrumentation and of the influence of the operating conditions. The repetition of points at a given operating condition enables the value of the uncertainty associated with random errors to be established by statistical methods (see 6.9.2.3.1 and Annex J).

When the sample size (i.e. the number of measurements) is small, it is necessary to correct the statistical results that are based on the assumption of a normal distribution, by means of the Student's *t* value, as explained in Annex J. Student's *t* is a factor which compensates for the uncertainty in the standard deviation increasing, for a given confidence level, as the sample size is reduced.

6.9.1.3.4 Systematic errors and associated uncertainty

A systematic error is one that invariably has the same magnitude and the same sign under the same conditions of measurement. Therefore, it cannot be reduced by increasing the number of measurements if the equipment and conditions of measurements remain unchanged.

Systematic errors do not affect the repeatability of measurements during a test.

The uncertainty associated with systematic errors cannot be assessed experimentally without changing the equipment or conditions of measurements. The only way to verify the main measuring system and to obtain an order of magnitude of the systematic error is to measure each basic quantity by two different systems, if they are available.

The alternative is to make a subjective judgement on the basis of experience and consideration of the equipment involved.

If the error has a unique known value then this should be added to (or subtracted from) the result of the measurement and there is no longer systematic error in the measurement due to this source.

If the systematic error of a measuring device is unknown but its error limits (class of accuracy) are specified, the interval between them may be assumed as the uncertainty due to the systematic errors of that device with a confidence level better than 95 %.

Notwithstanding the difference shown above between systematic and random errors, the probability distribution of the uncertainty values of each systematic component is essentially gaussian and the accepted convention calculating the total uncertainty due to systematic errors f_s from the individual systematic errors is the root-sum-square method.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.9.1.4 Total uncertainty

The total uncertainty in a measurement (f_t) is obtained by combining the uncertainties due to systematic (f_s) and random (f_r) errors (see 6.9.1.3.4 and 6.9.1.3.3). It defines a range within which the true value is assumed to lie with a probability of 95 % and any point in this range is equally valid.

Given the same type of probability distribution of the uncertainty due to systematic and random errors, they can be combined by the root-sum-squares method. Subclause 6.9.2.3.4 explains how to determine the total uncertainty in model tests.

6.9.2 Determination of uncertainties in model tests

6.9.2.1 General

Starting from the measurements made on the model, the different sources of error shall be examined to determine the corresponding uncertainties.

Table 10 provides a summary of the most important sources of error that can occur during model tests.

Clause H.2 gives an example of analysis of the sources of error and of uncertainty evaluation when measuring a quantity by a secondary electronic device.

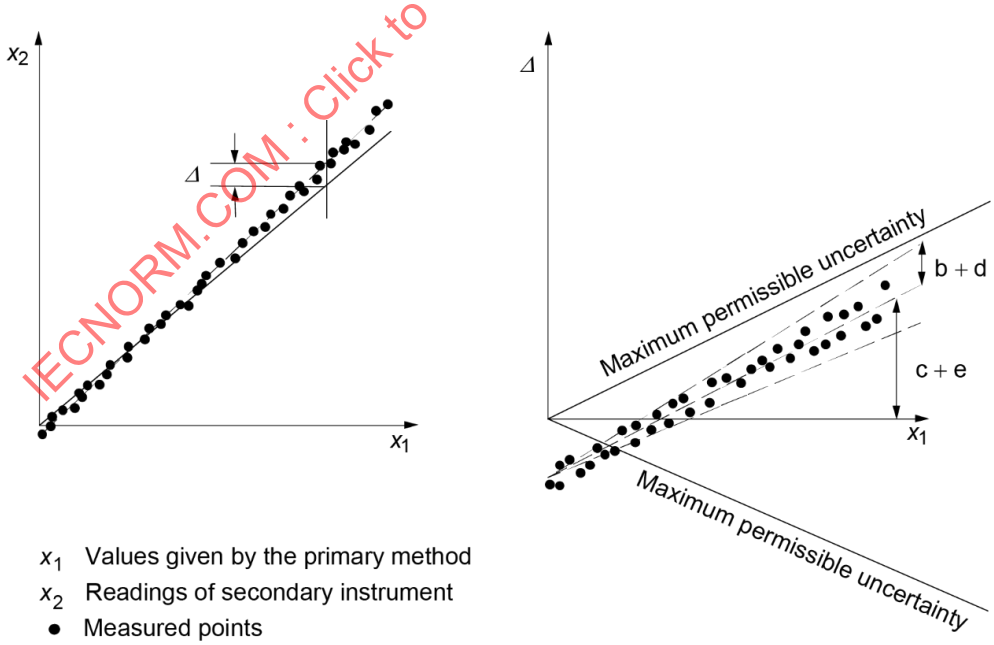
6.9.2.2 Sources of errors

6.9.2.2.1 Errors arising during the calibration of a secondary instrument

Besides possible spurious errors which should be eliminated, systematic and random errors may occur during the calibration of a secondary measuring instrument. The bias[19] of the primary method and of the secondary instrument and the errors in physical properties are systematic errors, whereas the repeatability of the primary method and of the secondary instrument are random errors; the errors due to physical phenomena and influence quantities may be of partly systematic and partly random nature.

The total uncertainty in the calibration of the secondary instrument may be calculated by combining, by the root-sum-square method, the error components (see Table 10 and H.2), as far as each of them can be evaluated. In practice, a calibration result represented by the example shown in Figure 80 may be used to estimate the value of errors items b) to e) of Table 10. Item f) is generally negligible, item a) (bias of the primary method) should be obtained from a higher level in the calibration chain (traceability of the primary method) or certified by a neutral authority.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

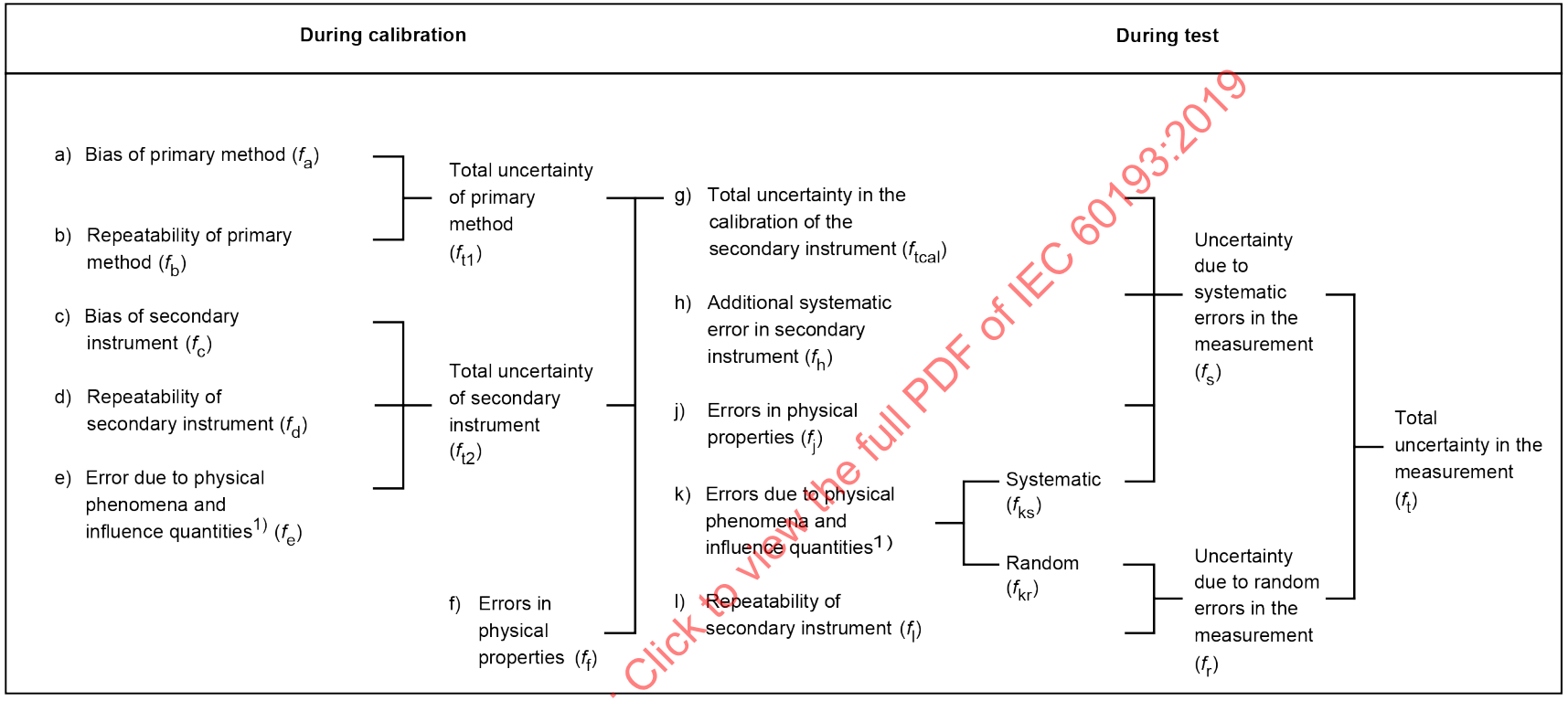


x_1 Values given by the primary method
x_2 Readings of secondary instrument
● Measured points
Δ Difference between the calibration curve defined by x_1 and the measured point
b), c), d), e): see Table 9

Figure 80 – Example of calibration curve

19 The bias error is the systematic component of the error of a measuring instrument.

Table 10 – Summary of errors that determine total measurement uncertainty



Items a) to f) are cross-referenced with H.2.2.1; items g) to l) are cross-referenced with H.2.3.1.

[1] Influence quantity: a quantity that is not the subject of the measurement but that affects the result of the measurement.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.9.2.2.2 Errors arising during the tests

Whatever the nature of its individual components, the total error in the calibration (item g)) described in Table 10 becomes a systematic error in the measured quantity when this calibration is used for subsequent model tests.

The errors due to physical phenomena and influence quantities occurring during the tests (item k) of Table 10) may be neglected if the conditions of measurement (ambient temperature, voltage and frequency of the power supply, flow pattern, etc.) are maintained within a reasonable range during calibration and tests.

Since error in the determination of physical properties (item j) of Table 10) is generally small, the systematic error is largely controlled by the choice of the calibration method, the characteristics of the measuring apparatus, the installation and the operating conditions. For example, the value of the kinetic energy calculated with the mean velocity differs from its true value if the velocity distribution at the measuring section is not uniform (see Clause 7).

The repeatability of the secondary instrument appears once again during the tests (item l) of Table 10) and results in a random error, which may be characterized as stated in 6.9.2.3.1.

6.9.2.3 Estimation of the uncertainty

6.9.2.3.1 Uncertainty associated with random errors

An agreement between the parties prior to the test should specify the maximum permissible value of the uncertainty due to random errors, f_r, for each quantity subject to guarantee. In the absence of such an agreement, the maximum permissible value of the uncertainty due to random errors in the hydraulic efficiency near the optimum should be $\left(f_{\eta h}\right)_r = \pm 0{,}1$ %.

The actual value of the uncertainty due to random errors shall be estimated during the test at some operating points in a range in which the model runs in stable conditions (e.g. in the range near the point of maximum efficiency). For each of these points, the measurements shall be repeated a sufficient number of times (e.g. at least five) for applying the procedure described in Annex J.

If, in these check points, the observed uncertainty due to random errors is lower than the previously agreed values, the maximum permissible levels of the uncertainty are deemed satisfied in the whole guaranteed operating range, even if the direct evaluation of the uncertainty in operating points with disturbed conditions gives higher values than the agreed value. In disturbed operating conditions (for instance a Francis turbine operating at partial load), the scatter of the measurements may be greatly increased; these higher values may nevertheless be accepted, for they arise from the model and not from the instrumentation.

If, in the check points, more than 5 % of the results are outside the agreed range, an accurate analysis of the conditions of measurement shall be made and the measurements shall be repeated or a new uncertainty bandwidth value due to the random errors agreed.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.9.2.3.2 Uncertainty associated with systematic errors

The first step in estimation of this uncertainty is to identify each component which can influence its value. The second step is to allocate uncertainty limits to allow for each of these components. This may be done, in part at least, by statistical analysis.

The systematic error of a measurement is given mainly by the systematic error due to the calibration of the secondary instrument, and by the errors in physical properties.

The following considerations are useful in evaluating the uncertainty due to systematic errors (see Table 10 and Annex H):

a) As explained in 6.9.2.2.2, almost all the sources of systematic errors are covered by the calibration of the secondary instrument. In most cases, the uncertainty due to systematic errors in the measurement of a quantity may be taken as equal to the total uncertainty in the calibration of the secondary instrument used for the test $f_s \cong f_{tcal}$, but it shall be borne in mind that in some circumstances other sources of error may need to be taken into account.

b) According to the measuring method and instrument used, the uncertainty due to systematic errors consists of some of the following components:

   – the total uncertainty f_{t1} proper to the primary method shall be established before the calibration (see 6.9.2.2.1);

   – the uncertainty f_d due to the random error of the secondary instrument during a calibration and to the scatter of several calibrations carried out at various periods if no systematic trend appears. For instance, if the calibration coefficient used during the test results from the average of n calibrations characterized by a standard deviation s_c, this component of the uncertainty may be taken as equal to:

$$f_d = \pm \frac{t s_c}{\sqrt{n}}$$

   where t is the Student's coefficient for $(n - 1)$ degrees of freedom (see Table J.2);

   – the bias of the secondary instrument and the uncertainty due to the effect of physical phenomena and influence quantities are covered by the calibration, and the residual uncertainty in the applied correction can generally be omitted;

   – the errors in physical properties, if any, are small; for instance, the uncertainty f_ρ in the determination of water density is lower than ± 0,05 %;

   – an additional uncertainty may arise from the regression process used to determine the calibration curve. Although this uncertainty can be evaluated in accordance with ISO TR 7066 (all parts), a conventional value of say ± 0,05 % may be assumed.

c) The uncertainty f_s due to systematic error in a measurement may then be obtained by combining the component uncertainties by the root-sum-square method. This value applies when the measurements are made in normal conditions by experienced personnel with apparatus of high quality, in accordance with the provisions of this document, and can be used as a guide to establish the value of uncertainty due to systematic errors.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.9.2.3.3 Uncertainty in a derived quantity

Prior to the test, an agreement between the parties shall specify the bandwidth of the systematic component of uncertainty for the different quantities, including the hydraulic efficiency. The actual values of uncertainty due to systematic errors, like those resulting from random errors, depend on many factors, some of which can only be evaluated after completion of the test. A review of these factors shall be made and agreement established as to whether the expected uncertainties have to be changed on technical grounds or not.

The uncertainty (relating to either systematic or random errors) of a derived quantity is determined by combining the uncertainties of the component measurements by the root-sum-square method.

For example, the uncertainty in the calculation of hydraulic efficiency $\left(f_{\eta_h}\right)_s$ due to systematic errors is computed from the individual systematic error components of the uncertainty in the discharge $\left(f_Q\right)_s$, specific hydraulic energy $\left(f_E\right)_s$, torque $\left(f_T\right)_s$, speed of rotation $\left(f_n\right)_s$ and density of water $\left(f_\rho\right)_s$ [20] measurements/calculations by:

$$\left(f_{\eta_h}\right)_s = \pm\sqrt{\left(f_Q\right)_s^2 + \left(f_E\right)_s^2 + \left(f_T\right)_s^2 + \left(f_n\right)_s^2 + \left(f_\rho\right)_s^2} \quad \text{(see Annex H)}$$

For contractual purposes it is conventionally accepted to omit the uncertainty associated with the transposition formula of the hydraulic efficiency.

6.9.2.3.4 Total uncertainty

The total uncertainty (see Table 10) in any quantity is given by:

$$f_t = \pm\sqrt{f_s^2 + f_r^2}$$

When the random component of uncertainty (evaluated as prescribed in 6.9.2.3.1) is lower than or equal to the maximum permissible value (generally ± 0,1 %), it is assumed to be conventionally equal to this value, which shall then be used to calculate the total uncertainty.

When, in some operating points, the conditions of measurement are disturbed and the scatter of the readings (see 6.9.2.3.1) results in an increase of the observed uncertainty due to random errors, it is reasonable to take into account the observed value instead of the previously agreed one for calculating the total uncertainty.

6.10 Comparison with guarantees

6.10.1 General

It is recommended that the test results, calculated in accordance with 6.8, are compared with guarantees using the methods of presentation and analysis described below, taking into account the total uncertainty bandwidth (see 6.10.2) and the contractual limits (see 6.10.3).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

---

20 The systematic component of the uncertainty in the measurement of the density of water $\left(f_\rho\right)_s$ may generally be neglected.

For simplicity's sake, only prototype power, discharge and/or specific hydraulic energy, hydraulic efficiency and steady-state runaway speed and discharge are considered hereafter (see 4.2).

Comparison with prototype guarantees shall consider the effect of cavitation (see 6.8.2.4.2 and 6.8.3.2).

Comparison with guarantees given on the model is made directly using the same procedures.

It is recommended that hydraulic efficiency is presented versus discharge (or specific hydraulic energy, in case of non-regulated machines) and not versus power.

6.10.2 Interpolation curve and total uncertainty bandwidth

Different methods and criteria can be used to draw the interpolation curve ranging from the manual to the more sophisticated ones (one of the possible methods of drawing is briefly described in Annex G). The final choice of the interpolation method shall be clearly defined and agreed between the parties.

Taking into account the total uncertainties calculated per 6.9.2, each measured point can be represented on a diagram by an ellipse. The semi-axes of this ellipse represent the total uncertainty, at a confidence level of 95 %, in the two quantities chosen as coordinates of the diagram. Any point within this ellipse is equally valid.

An uncertainty band corresponding to the upper and lower envelopes of these ellipses is superimposed on the curve drawn through the test points (interpolation curve). All the points within this band are equally valid and hence this band constitutes an acceptable bandwidth for the comparison with the guarantees.

The ellipses need only be used when evaluating the guaranteed points or whenever the result of the comparison is not sufficiently clear (see Figure 83, details X and Y). In most other cases, it is possible to simplify the procedure and to determine the total uncertainty bandwidth by reducing the ellipses to their principal axis when for example the error on the abscissa can be neglected (see Figure 86), or the measured curve across the guaranteed point is almost horizontal, or has only a small gradient.

If the guarantees are given by points, it is recommended that the measured points be selected as near as possible to the guaranteed points: Figure 81 and Figure 82 show two examples concerning the hydraulic efficiency of a single and a double-regulated turbine, respectively.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

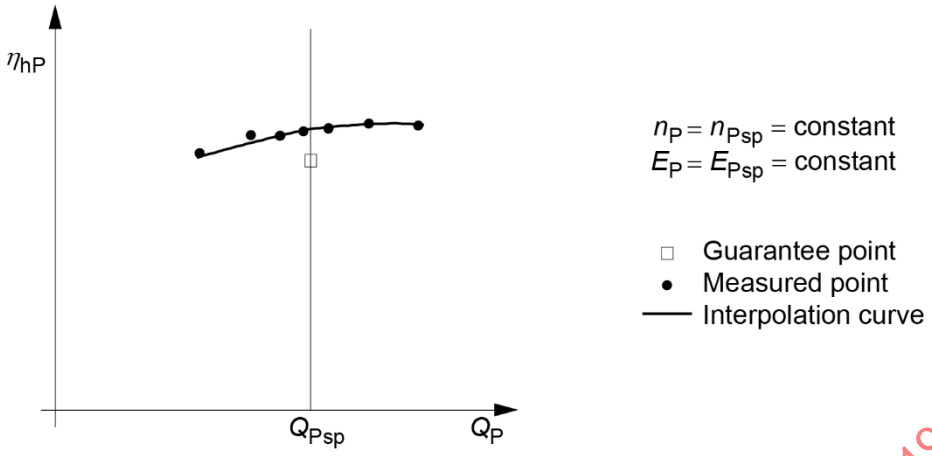


Figure 81 – Single-regulated machine

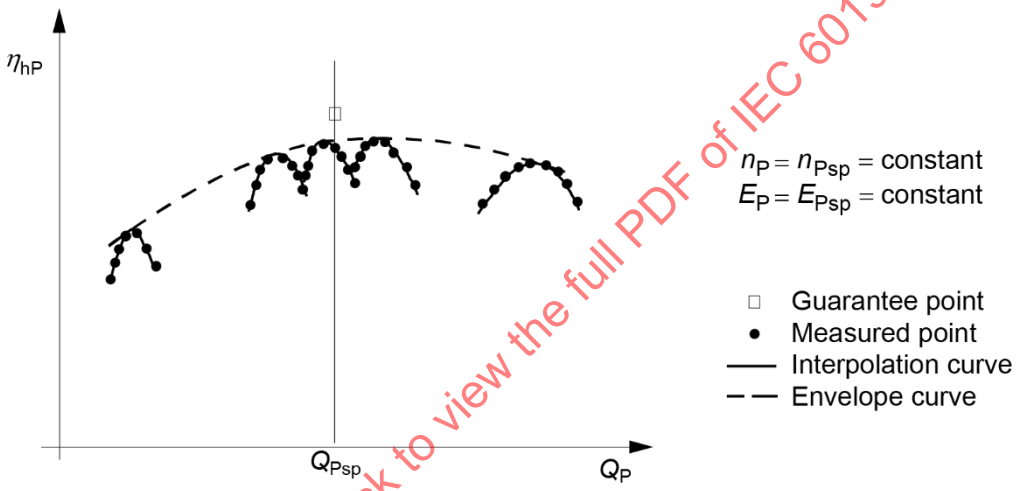


Figure 82 – Double-regulated machine

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.10.3 Power, discharge and/or specific hydraulic energy and efficiency in the guarantee range

6.10.3.1 Guarantees by machine type

6.10.3.1.1 General

The following classes of machines will be dealt with:

- regulated turbine (see 6.10.3.1.2);
- non-regulated turbine (see 6.10.3.1.3);
- non-regulated or regulated pump (see 6.10.3.1.4).

6.10.3.1.2 Regulated turbine

If the hydraulic efficiency guarantee is given at one or more specified powers or discharges, it is met if, at the specified speed and specified specific hydraulic energy, the guaranteed single values lie below the upper limit of the total uncertainty bandwidth at the specified powers or discharges.

If the hydraulic efficiency guarantee is given as a weighted or arithmetic average efficiency, it is met if, at the specified speed and specified specific hydraulic energy, the guaranteed average efficiency is less than the average efficiency calculated at the same specified discharges (or power) using the upper limit of the total uncertainty bandwidth.

In case of guarantees given at different $E_{Psp,}$, a diagram similar to Figure 83 shall be drawn for each specified specific hydraulic energy.

For double-regulated turbines, the curves to be compared with the guarantees are drawn as envelope curves.

Figure 83 gives an example of comparison with guarantees given at four operating points, at a specified E_P, in the case of a single-regulated turbine. It shows that:

a) the hydraulic efficiency guarantee is not met at D (see detail X);

b) the mechanical runner power guarantee is not met because the guaranteed power is not reached even if the upper limit of the uncertainty bandwidth is taken into account (see detail Y).

The curve α (Q_P) in Figure 83 is drawn to determine:

- the maximum opening α_{max} for the runaway test (see Figure 86);
- if a sufficient margin exists between the guaranteed power and the mechanical runner/impeller power saturation.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

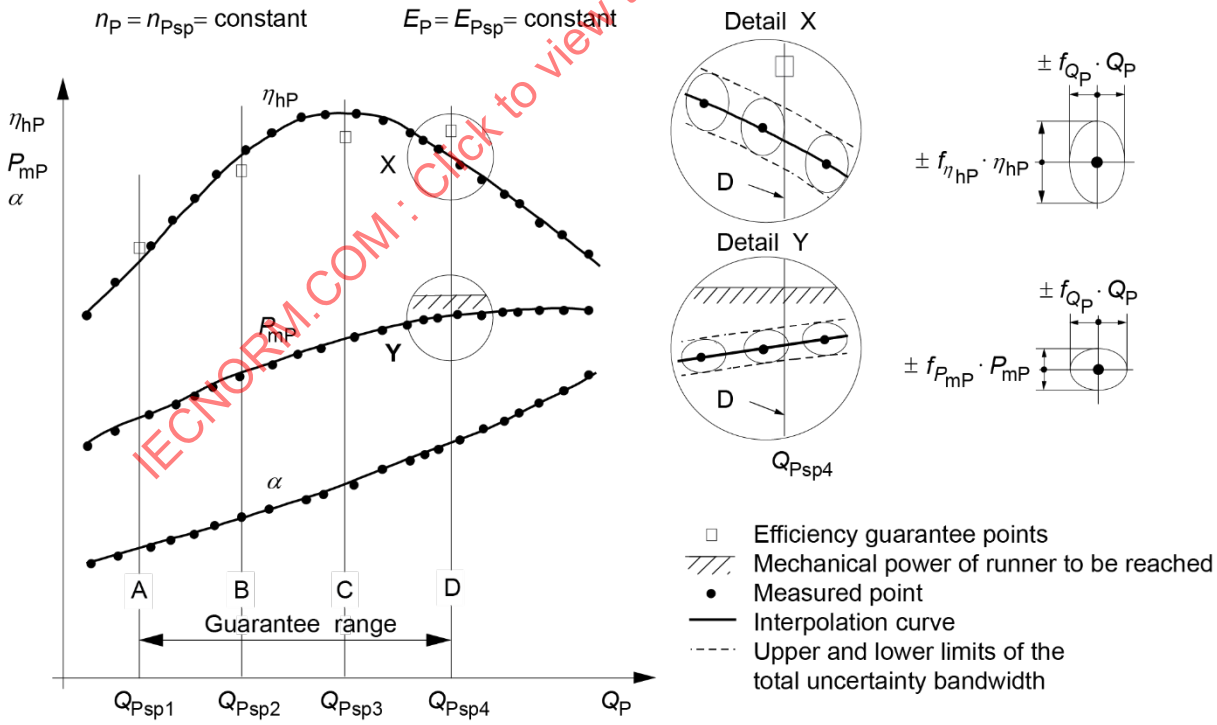


Figure 83 – Single-regulated turbine: comparison between guarantees and measurements

6.10.3.1.3 Non-regulated turbine

If the hydraulic efficiency guarantee is given at one or more specific hydraulic energies, it is met if, at the specified speed, the guaranteed single values lie below the upper limit of the total uncertainty bandwidth.

If the hydraulic efficiency guarantee is given as weighted or arithmetic average efficiency, it is met if, at the specified speed, the guaranteed average efficiency is less than the average efficiency calculated at the same specific hydraulic energies using the upper limit of the total uncertainty bandwidth.

The mechanical runner power limit is usually defined, if not otherwise agreed, by a lower limit kP_{mPsp} and a higher limit $(k + 0{,}03)P_{mPsp}$, k being a mutually agreed value lying somewhere between 0,97 and 1,0. Normally, the value of k is 0,985. The choice of k shall be compatible with the guaranteed limit of P_{mP}.

Figure 84 gives an example of comparison with guarantees given at three operating points and with limit values:

a) the hydraulic efficiency guarantees are met in points A, B and C;

b) the discharge limit[21] to be exceeded in point A is satisfied;

c) the power limit not to be exceeded in point C is satisfied (see detail X), because it has been chosen k = 0,970 and the lower limit of the total uncertainty bandwidth is lower than the guaranteed higher limit $P_{mP} = (0{,}970 + 0{,}030)P_{mPsp}$.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

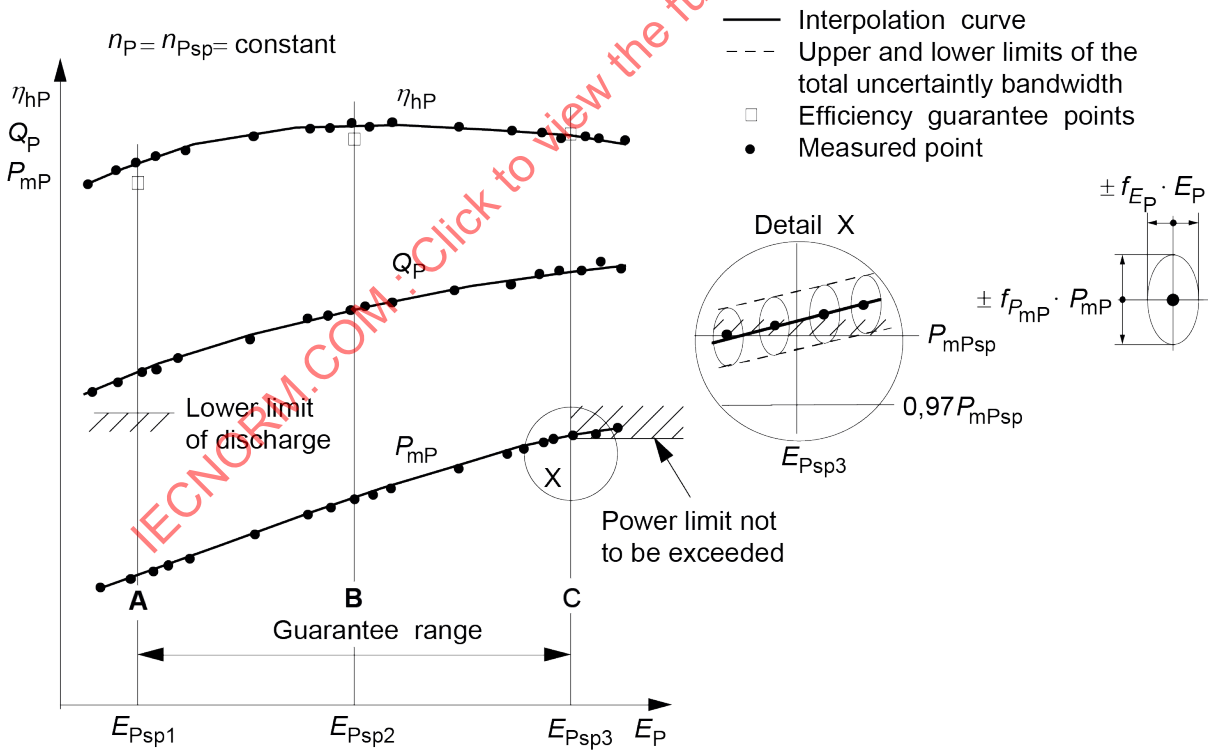


Figure 84 – Non-regulated turbine: comparison between guarantees and measurements

[21] The prototype guaranteed discharge should be referred to the ambient pressure. Although the symbol of the prototype discharge should be Q_{1P} (see 3.4.5.5), the symbol Q_P is normally used.

6.10.3.1.4 Non-regulated/regulated pump

The discharge limit is usually defined, if not otherwise agreed, at one or more points by a lower limit kQ_{Psp} and a higher limit $(k + 0{,}03)Q_{Psp}$, k being a mutually agreed value lying somewhere between 0,97 and 1,0. Normally, the value of k is 0,985.

The discharge guarantee is met if, at the specified specific hydraulic energy, there is intersection or contact between the band defined by the discharge limits and the total uncertainty bandwidth defined by the envelope of the uncertainty ellipses of the measured points defining the discharge characteristic (see Figure 85).

For checking the hydraulic efficiency guarantee, the value to be compared with the guaranteed value is the upper limit of the total uncertainty bandwidth on efficiency at the operating point defined by the intersection of the interpolation curve drawn through the measured points with the characteristic curve $E_P = f(Q_P)$ (see for example point A' of Figure 85).

If a regulated pump is operated at different openings, the above considerations apply to the relevant envelope curves.

Figure 85 gives an example of comparison with guarantees given for three operating conditions for a non-regulated pump:

a) the hydraulic efficiency guarantees are met at points A' and B', but not at point C';

b) the minimum discharge limit is not met at point A';

c) the power limit not to be exceeded at point C' is satisfied.

For variable-speed pumps, the change of the $E(Q)$ and $E(P)$ characteristics in function of speed has to be taken into account.

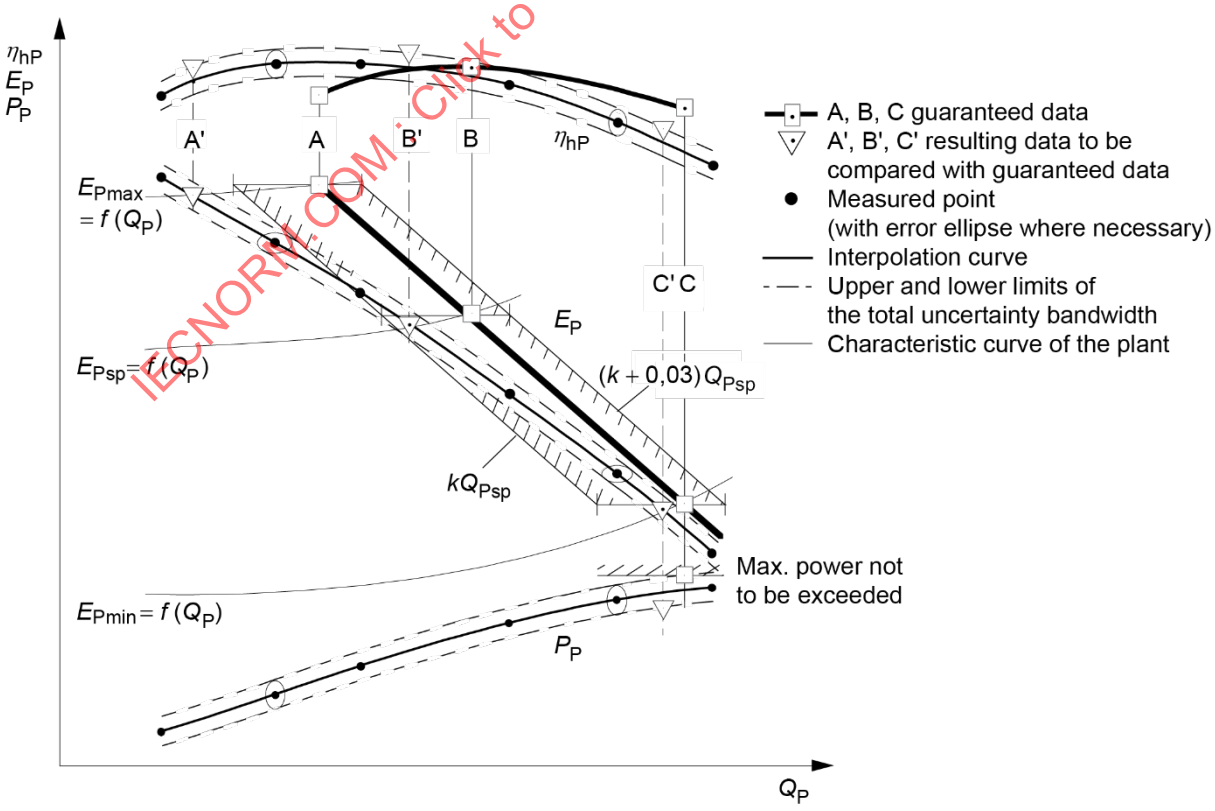


Figure 85 – Non-regulated pump: comparison between guarantees and measurements

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.10.3.2 Prototype mechanical losses

If the prototype power P_P is guaranteed, the prototype mechanical losses shall be taken into account (see 4.2.1.1).

If the prototype efficiency η_P is guaranteed, the following formula applies (see 3.4.10.3):

$$\eta_P = \eta_{hP} \cdot \eta_{mP}$$

6.10.3.3 Penalty and premium

It is recommended that the contract should state in detail the method of calculating penalties and/or premium from the test results.

To determine the penalty on efficiency, the guarantee shall be compared with the upper limit curve of the total uncertainty band.

To determine the premium on efficiency, the guarantee shall be compared with the lower limit curve of the total uncertainty band.

6.10.4 Runaway speed and discharge

The shape of runaway curves and the influence of cavitation for different types of machines are covered in 6.8.

The example of Figure 86 refers to a Francis turbine. It shows the prototype steady-state runaway speed curve, calculated from the measured model speed factors, against guide vane opening.

In this example, the guarantees of maximum steady-state runaway speed and discharge are met as shown in details X and Y: at opening values less than α_{max}, the lower limit of the uncertainty bandwidth is lower than the value not to be exceeded.

For a double-regulated machine, the guarantee shall be verified under the worst runaway condition which can occur in the guarantee ranges of the Thoma number and specific hydraulic energy, depending on guide vane opening and runner blade angle.

For a non-regulated machine, there is only one measured point to be compared with the guaranteed value.

Unless otherwise agreed, the mechanical and windage losses of the motor/generator and the mechanical losses of the hydraulic machine (see Annex F) are taken into account.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

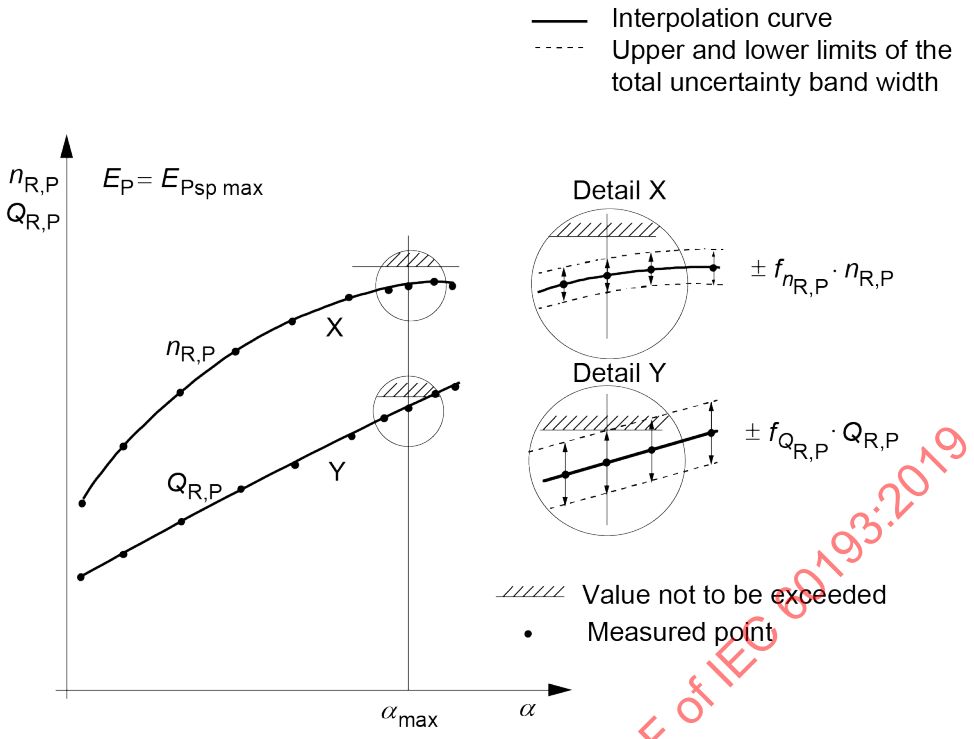


Figure 86 – Francis turbine runaway speed and discharge curves: comparison between guarantees and measurements

6.10.5 Cavitation guarantees

The influence of the cavitation on the performance of the machine is dealt with in 5.3 and 6.8, and some recommendations are given for comparison of prototype guarantees with performance data resulting from model tests.

When determining the Thoma number σ_0, which is the lowest value of σ for which efficiency remains unchanged, the uncertainty bandwidth of the non-cavitating efficiency shall be taken into account.

Figure 87 shows a test curve $\eta_{hM}(\sigma)$. If the guarantee prescribes $\sigma_1 \leq k\sigma_{pl}$, the guarantee in this case is not fulfilled, since the Thoma number σ_1 for which a drop of 1 % in efficiency is observed is higher than the plant Thoma number σ_{pl} reduced by a mutually agreed safety coefficient k, even if the total uncertainty bandwidth is taken into account.

In the prototype, the cavitation guarantees may also be given in term of $NPSE_{P1} \leq (NPSE_{pl} - K)$, K being a mutually agreed margin.

When σ_0, σ_1, σ_{nD0}, σ_{nD1} are undefined, as shown in Figure 4 d), mutual agreement shall be reached concerning cavitation guarantees.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

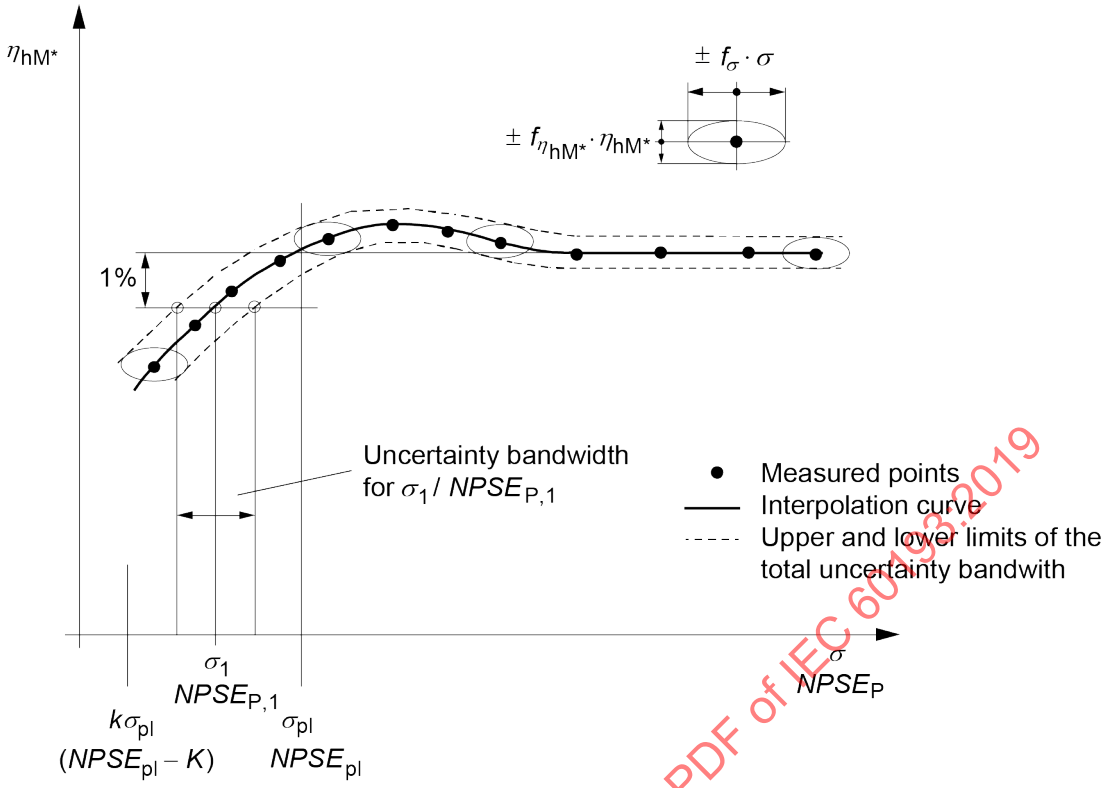


Figure 87 – Model turbine cavitation curve and comparison with the guarantee on the influence of the cavitation on the efficiency

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7 Additional performance data – Methods of measurement and results

7.1 Introduction to additional data measurement

7.1.1 General

The so called "additional data" (torque, forces, pressure fluctuations etc.) defined in 4.4 provide information for the design and operation of the hydraulic machine within the hydroelectric power plant. Therefore, additional types of measurements are needed, which can be specified.

Each operating point of a hydraulic machine is characterized by a variety of mechanical and hydraulic quantities (usually of oscillating nature) which occur during both steady-state and transient operations. The model is always operated in steady-state conditions. In general, it is not possible to simulate on the model the prototype transient operating sequences, the data for which can only be derived from a series of steady-state operations.

Subclause 7.2.1 describes requirements for data acquisition and processing in addition to those prescribed in 6.1.

It is often unnecessary to measure some of the additional data on the model if these values can be predicted with sufficient accuracy based on data from similar hydraulic machines (e.g. blade and guide vane torque, radial thrust). The measurements of additional data shall be defined by the technical programme (see 5.5.3.2).

The hydraulic machine has to be considered as a component of the whole hydro-electric installation. In this connection, it is advisable to investigate unstable operation due to excitation of natural frequencies of the hydraulic circuit. Model tests can be used to identify possible excitation frequencies and mode shapes of the machine at various operating points. Subclauses 7.2.2 and 7.2.3 are devoted to these procedures of identification.

For the mechanical design of the prototype, hydraulic loads acting on various components of the prototype machine can be derived from model test data scaled using appropriate transposition laws. Subclauses 7.3 and 7.4 describe the methods and the test conditions for deriving such hydraulic loads with their mean and dynamic components.

Start up, shut down and/or any change of operation modes will lead to transient operation of the machine far from the "normal" operating range. Therefore, in certain cases it is required to explore this extended operating range with respect to the relevant hydraulic and mechanical quantities. Subclause 7.5 deals with measurements of the hydraulic characteristics in the extended operating range (the so-called 4-quadrants range for a pump-turbine).

Finally, Subclause 7.6 describes how to investigate during model tests the feasibility of index tests on the prototype.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.1.2 Test conditions and test procedures

The additional measurements are usually performed with the same model machine on the same test installation and require the same instrumentation as used for the main hydraulic performance tests according to Clauses 4 to 6. It has to be checked if the same test conditions can be applied as during the main hydraulic performance tests or shall be adapted. In any case, disturbing effects due to vibrations, resonance, mechanical deformations, increased leakage discharge, etc., or defects of the additional measuring equipment shall be minimized. Possible exceptions to the requirements of Clauses 5 and 6, if any, are dealt with in the relevant subclauses of Clause 7.

Instrumentation requirements and the measurement of fluctuating quantities are given in the corresponding subclauses of Clause 7. Supplementary recommendations for measurement of these additional data can be found in existing IEC and ISO standards (such as IEC 60994).

Depending on the measuring method, the scope of various test series and the admissible and required test conditions, the test procedure and the test programme can be defined. The measurement of various types of additional data can be combined with each other and/or with the measurement of the main hydraulic performance.

The same procedures with respect to calibration, preliminary and acceptance tests, check of zero readings, etc., as described in 5.5 are also applicable to measurements of additional data.

The test conditions and basic analysis methods shall be agreed upon prior to the tests.

7.1.3 Uncertainty in measurements

The total uncertainty in the measurements of additional data is generally higher than the uncertainty in the measurement of the main hydraulic performance quantities, for the following reasons:

a) the off-design operating range in which the quantity is measured;

b) the unsteady nature of the measured quantities;

c) the limitation of the available instrumentation and calibration procedures.

The measuring methods shall be selected such that the uncertainty corresponds to the mutually agreed accuracy for any given purpose. In many cases, figures for uncertainties should be given in physical units (Pa, N, N·m, …).

The individual aspects of uncertainties are described in the relevant subclauses.

7.1.4 Model to prototype conversion

Prototype values can be calculated by converting the model test data according to the general similarity laws. The appropriate conversion procedures are described in 7.2.2.8, 7.2.3.4, 7.3.2.8, 7.3.3.7, 7.4.2.8, 7.4.3.8 and 7.6.5. It is common practice to transpose the results from model to prototype using the appropriate dimensionless terms.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

However, it shall first be checked whether hydraulic and mechanical similarity laws are sufficiently established for the particular quantity. If not, the conversion shall consider the dynamic-structural aspects of the prototype machine within the entire hydroelectric system, including such factors as flow pattern at entrance and exit, resonance, external excitation, etc.

Factors in the model test facility, for example the following, which could affect the test results, should be eliminated to the extent possible:

a) influences due to flow regimes;

b) influences of mechanical structures.

7.2 Fluctuating quantities

7.2.1 Data acquisition and processing for measurement of fluctuating quantities

7.2.1.1 General

Subclause 6.1 describes the measurement of average values of the main hydraulic performance quantities. Many of the methods used allow recording of the fluctuating component of the quantity as well.

This subclause describes requirements for data acquisition and processing for the determination of the fluctuating quantities. Data processing includes the calculation, evaluation and presentation of statistical quantities representing the model measurements.

The procedure for measurement, data acquisition and data processing shall be agreed upon prior to the tests.

The measured quantities will be:

a) either of periodic nature;

b) or of non-periodic, stochastic and intermittent nature.

The fluctuating quantities can be measured:

c) with their mean components (measurement of $\bar{X}$ in Figure 7);

d) or as fluctuating component only (measurement of $\tilde{X}$ in Figure 7).

The measurement methods shall be able to record fluctuating quantities in sufficient resolution to describe their characteristic occurrence. Measurements can be made using:

e) pressure transducers;

f) accelerometers;

g) strain gauges;

h) other transducers for mechanical quantities.

To allow further data analysis, the measurement chain from transducer to data storage system shall fulfil various criteria provided by the signal analysis theory (see reference [16]). In particular, the criteria described in 6.1 shall be applied. However, the fluctuating nature of the quantities considered in this subclause leads to additional requirements described in 7.2.1.2.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.2.1.2 Data acquisition

7.2.1.2.1 Signal conditioning

The purpose of measurement and the methods of data acquisition and processing determine the appropriate signal conditioning. The main purposes of conditioning are:

- removal of high-frequency noise to prevent aliasing effects (analogue filter);
- elimination of irrelevant signal components (analogue, digital filter, or software methods);
- offset adaptation.

7.2.1.2.2 Analogue-to-digital conversion

Most data acquisition systems are based on periodic sampling followed by analogue to digital conversion. Figure 88 shows a typical data acquisition system.

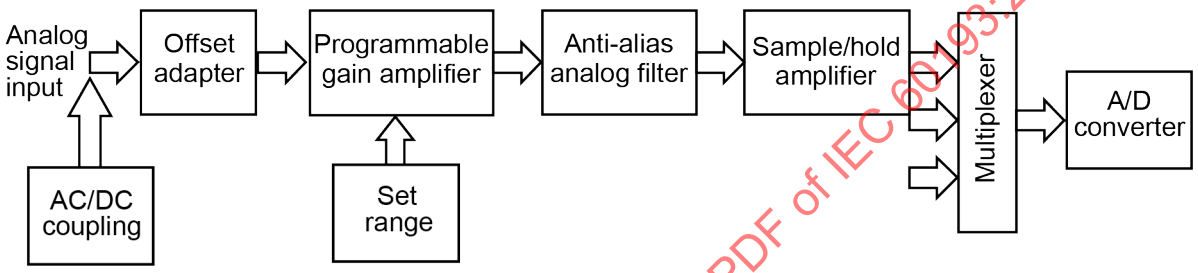


Figure 88 – Typical data acquisition system

When the steady-state value of a signal is not relevant and is greater than the peak-to-peak value, offset adaptation can improve the quality of the stored fluctuating component of the signal. AC coupling of the converter inputs can induce signal distortions in the low frequencies. Selectable DC offset adds a constant to the analogue signal. The signal range can be centered on the converter range without low frequency distortions.

Programmable gain amplifiers adapt the analogue signal range to the dynamic range of the A/D converter.

Analogue anti-alias low-pass filters shall be used for periodic sampling. The sampling frequency is limited by the filter characteristics. Simultaneous sampling of all signals can be done with a sample and hold amplifier on each measurement channel. Sampled signals can then be multiplexed and converted sequentially. If the signals are sampled sequentially, the resulting delay shall be considered (see 7.2.1.2.5).

Most analogue-to-digital converters used in signal analysis deliver a stream of integer values corresponding to discrete increments of the physical input. This operation induces an irreversible loss of data and shall be done with care.

The resolution and precision of an analogue-to-digital converter determine its quality. The resolution is normally stated in bits. The sign bit is not always counted.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The quality of the digitized signal also depends on the matching between the analogue signal extreme values and the converter range. Therefore, each measurement channel shall be conditioned so that the signal best fits the converter range.

7.2.1.2.3 Sampling rate

To prevent aliasing, an analogue low-pass filter shall be used before sampling. If the filter has a flat gain function up to f_{max}, the required sampling frequency is:

$$f_s > 2f_{max} + f_{trans}$$

where f_{trans} is the transition frequency bandwith (see Figure 89), which depends on:

- the type and order of the analogue anti-aliasing filter;
- the filter cut-off frequency;
- the characteristics of the analogue-to-digital converter;
- the possible high frequency content of the signal to be measured;
- the acceptable noise level.

If these conditions are not fulfilled, aliasing effects will introduce an irreversible corruption of the sampled signal.

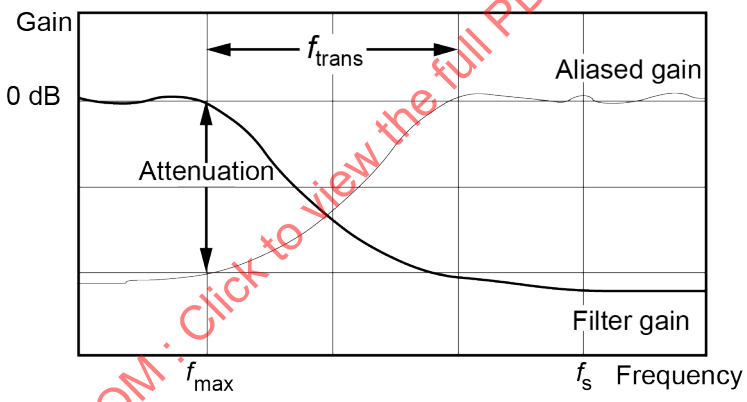


Figure 89 – Frequency response of analogue anti-aliasing filter

7.2.1.2.4 Duration of signal record and frequency resolution

Detailed definitions of fluctuating quantities can be found in 3.4.11.

It is important to record and store a long enough signal record using a sufficient number of analysis windows for a repeatable estimation of the spectral characteristics of the signal. The signal recording time shall fulfil at least the condition $t_r / t_w \geq 4$, and, unless otherwise agreed upon, shall not be less than 10 s, i.e. $t_r \geq 10$.

The frequency resolution Δf of a discrete power spectrum is related to the analysis time window t_w by the following relation:

$$\Delta f = \frac{1}{t_w}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

In practice, the window time length shall fulfil at least the condition $n \cdot t_w \geq 50$ in order to achieve a frequency resolution better than 2 % of the rotating frequency.

The overlap of time windows for frequency spectra estimation (see 7.2.2.7.1.3) shall not be less than 50 %.

7.2.1.2.5 Phase information

In some cases, the phase relationship between different fluctuating quantities is important. In such cases, the information on phase shift shall be carefully dealt with to prevent possible phase distortions caused by the data processing system.

When the measurement channels have different signal conditioning electronics and the phase is important, this influence shall be determined and corrected.

If the channels are sampled sequentially, the phase distortion $\Delta\varphi$ for channel i (i = 1, 2, ..., n) compared to channel 0 depends on:

- the time Δt between sampling of consecutive channels;
- the position of channel i;
- the frequency of interest f.

The phase distortion is:

$$\Delta\varphi = 2\pi \cdot \Delta t \cdot i \cdot f$$

where,

Δt can be constant or equal to $1/(n \cdot f_s)$

7.2.1.2.6 Data storage

Both analogue recorders and digital media can be used for data storage. In the first case, raw signals are for example recorded on magnetic tapes and can be recovered for visualization and further analysis. The magnetic recorder is considered as part of the acquisition system and its frequency response should match acquisition criteria. In the second case, digitized data are stored in mass storage media such as disks, tapes, etc.

7.2.1.2.7 Data acquisition procedure

The following information should be available in order to identify the data acquisition procedure:

- resolution of the analogue to digital conversion in terms of number of bits;
- sampling frequency;
- frequency response of anti-aliasing filters;
- frequency responses of the measurement chain;
- number of windows and the number of samples in each window;
- data storage procedure.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.2.1.3 Data processing

Once data acquisition criteria are fulfilled, data processing is performed in order to extract information of interest. A variety of transformations can be applied to time-history signals in order to analyse:

a) their statistical behaviour;
b) their spectral content (in the frequency domain);
c) correlation or other relationships between signals.

Time domain analysis parameters are (see 3.4.11):

- averaged values;
- characteristic peak-to-peak values, standard deviations, RMS values;
- probability density functions, probability distributions;
- others.

The general use of a 97 % confidence level is recommended to ensure mutually comparable results.

Frequency domain analysis parameters are:

- amplitude spectrum (square root of auto power spectrum);
- auto power spectrum (energy spectrum for finite energy signals);
- cross power spectrum;
- transfer functions;
- coherence functions;
- others.

Subclause 7.2.2.7 provides more detailed information on data processing of pressure fluctuations. This information is generally also valid for data processing of other measured fluctuating quantities, such as shaft torque fluctuations (7.2.3), axial and radial thrust (7.3), and guide vane torque (7.4.2).

7.2.2 Pressure fluctuations

7.2.2.1 General

7.2.2.1.1 Pressure fluctuations in hydraulic machinery

Pressure fluctuations are a natural occurrence in hydraulic machinery. They can be of a periodic or stochastic nature. They are due to the action of the water passages and vanes on the flow fields within the machine. They are influenced by machine design, operating conditions and by the dynamic response of the water conduits and rotating components. Pressure fluctuations are actually a part of hydro-acoustic phenomena involving unsteady pressure and flow velocity distributions. They can also be associated with mechanical fluctuations of shaft torque, rotational speed, hydraulic load on guide vanes etc. as well as with vibrations of the machine.

Low-frequency disturbances are of special interest because they can propagate to the whole water conduit and the rotating parts of the electric machine. They occur typically between 0,2 and 3 times the runner rotational frequency.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The draft tube surge of Francis and propeller turbines and pump-turbines is perhaps the most commonly identified phenomenon among low frequency pressure fluctuations. In these machines, a runner outlet swirl motion can develop at the runner low-pressure side, inducing pressure fluctuations. In addition, draft tube cavitation can change the natural frequencies of the hydraulic system.

In double-regulated Kaplan or diagonal (Dériaz) turbines, on-cam control of the guide vane opening and of the runner blade setting leads to a minimal runner outlet swirl and no serious draft tube surge is generated.

In impulse turbines, the runner is separated from the nozzle by a constant-pressure condition. For this reason, there is no interaction between runner and water conduits. Impulse turbines are not considered in this subclause.

Turbines and pumps produce an excitation at the rotational frequency multiplied by the number of runner/impeller blades usually defined as the blade passing frequency. Owing to the interaction of the runner/impeller blades with guide vanes, stay vanes, and the spiral case, higher frequencies are generated up to k multiplied by the blade passing frequency, k being typically between 1 and 2 for turbines and 1 and 4 for pumps and pump-turbines.

Stochastic pressure fluctuations due to turbulent flow separation or intermittent pressure pulses due to vortex breakdown can take place in various conditions of the extended operating range.

7.2.2.1.2 Influence of the hydraulic circuit and rotating machinery

Model tests of an isolated hydraulic machine do not fully reproduce all possible prototype dynamic phenomena because hydro-acoustic waves can be significantly influenced by the boundary conditions.

Pressure fluctuations are not only characteristics of the model but they can also be affected by the characteristics of the test facility. Possible conditions affecting similitude include the following:

- water conduit (pipe length, wall stiffness);
- test fluid characteristics (free gas content);
- dynamic behaviour of rotating components;
- Reynolds and Froude numbers.

7.2.2.1.3 Purpose of the measurements

Pressure fluctuation measurements are usually conducted to obtain the following information:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- relative magnitude of the pressure fluctuations within specified operating range;
- nature of the pressure fluctuations, periodic or stochastic;
- dominant frequency of the pressure fluctuations, if any;
- effect of palliative methods such as air admission (effectiveness and suitable location);
- intensity of the pressure fluctuations of the model compared with other models of similar specific speed.

7.2.2.2 Special requirements for model and installation

The model and test installation shall comply with general requirements for the testing of hydraulic machinery (see 5.1). It shall provide full control of test specific hydraulic energy, rotational speed and pressure at the low-pressure side. Once the desired test conditions are set, they shall remain steady during the time necessary for the measurement of fluctuating quantities.

Transparent parts on the low-pressure side of the runner should be large enough for observation of cavitation not only on the runner blades, but also in the upper portion of the draft tube.

In order to avoid resonance effects between the test circuit and the model, the natural frequency of the test circuit should be sufficiently outside of the range of interest of model frequencies (see 7.2.2.5.1). Hydraulic disturbances from the feed pump, throttling devices, bypasses, bends etc. shall not affect the model in this range of frequencies.

The draft tube should be connected to a conduit or tank with a cross-sectional area large enough to overcome dynamic coupling of the model with the low-pressure part of the test circuit.

The model construction shall be stiff enough to prevent excessive deformations. Vibrations of the model test rig and rotational speed fluctuations due to the governing system should not induce pressure fluctuations in the considered frequency band.

The test installation should operate in closed circuit mode, so the gas content can be kept low and constant. The model inlet flow shall be free of travelling bubbles.

In the case of models with a full spiral case, a straight uniform pipe, if feasible, at least 6 diameters long, should be installed on the high-pressure side of the model. This allows an estimation of the discharge fluctuation at the spiral case inlet using the signals of the p_3 and p_6 pressure transducers outlined in Figure 90.

7.2.2.3 Instruments for pressure fluctuation measurements

Pressure transducers should be mounted with their membrane flush with the hydraulic profile. When this cannot be done, cavities shall be carefully bled and their natural frequencies evaluated: they shall not induce distortions in the frequency band of interest (see 7.2.2.1.1).

The transducers shall be sensitive enough to measure effective pressure fluctuations of ±0,1 % of ρE.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The maximum permissible error of the measuring chain shall be smaller than ±5 % of the measuring range used. This error can be reduced by a preliminary calibration procedure (see 7.2.2.4).

The maximum permissible error of the signal processing equipment shall be smaller than ±1 % for the amplitude and smaller than ±10° for the phase.

Figure 90 shows an example of suggested locations of transducers for a Francis or propeller turbine or pump-turbine.

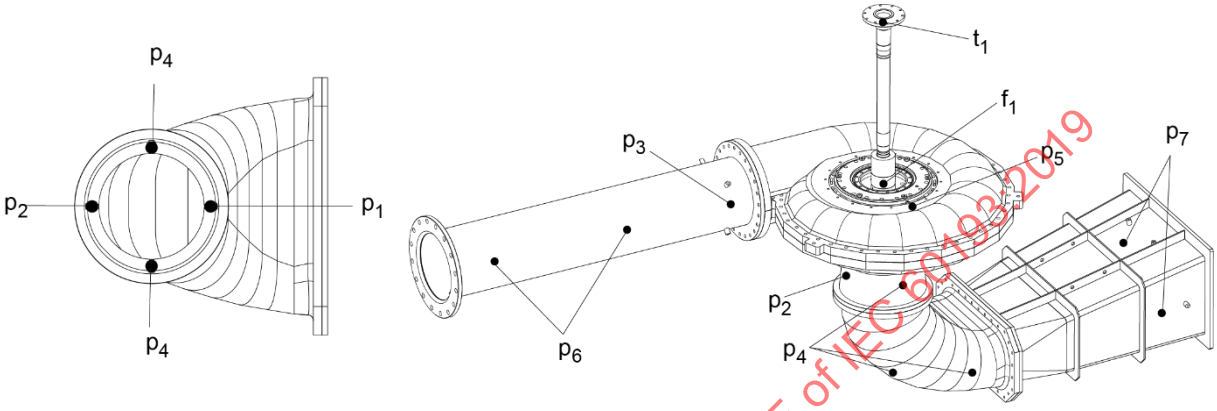


Figure 90 – Suggested locations of transducers

A minimum of two pressure transducers (p_1 and p_2) are necessary to determine the hydraulic excitation frequency in the draft tube cone. Transducers p_1 and p_2 should be placed 0,3 to 1,0 diameter from the low-pressure side of the runner/impeller. The pressure transducer p_3 is strongly recommended.

p_1 pressure transducer on the downstream side of the draft tube cone;

p_2 pressure transducer on the upstream side of the draft tube cone;

p_3 pressure transducer close to the high-pressure side measuring/reference section.

Depending on pressure fluctuation data desired, the following transducers can also be installed:

p_4 additional pressure transducers in the draft tube cone: in the same section as p_1 and p_2 preferably 90° apart, in the draft tube bend or at locations corresponding to manholes on the prototype;

p_5 pressure transducers in the distributor (e.g. between runner/impeller and guide vanes);

p_6 additional pressure transducers along the intake;

p_7 pressure transducers in the draft tube outlet.

Force and torque measurements as listed below can also be performed concurrently with pressure fluctuation measurements:

f_1 axial and radial thrust transducers on the shaft-runner coupling flange (see 7.3);

t_1 torque transducer on the shaft (see 7.2.3).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.2.2.4 Calibration

The dynamic calibration for pressure measurement systems can be performed. It consists of the determination of the transfer function between the input pressure signal and the output electric signal.

The absolute phase shift between the pressure and the output signal is not usually required. Phase shifts between output signals due to different signal conditioning systems, however, should be known or compensated.

The gain and phase corrections can be determined by exciting all transducers with the same pressure fluctuation, in the same range of frequencies and amplitudes as for the model test. The calibration shall ensure that differences in gain and phase between channels are within the uncertainty margin of the signal processing equipment (see 7.2.2.3).

7.2.2.5 Detailed procedures

7.2.2.5.1 Test-specific hydraulic energy

The test-specific hydraulic energy is selected to provide good conditions for the adjustment of steady-state operation parameters. Also, the test-specific hydraulic energy shall be chosen so that pressure fluctuation frequencies and amplitudes are within the limits of the instrumentation.

Test specific hydraulic energy according to Froude similitude should be adopted whenever it is possible. In the case of large machines with low specific hydraulic energy, the Froude influence is considerably increased (see 5.3.5).

If Froude similitude cannot be fulfilled, the flow field in the draft tube cone and consequently the pressure fluctuations will be influenced by vapour cavity development (see 7.2.2.5.2).

If a resonance between the model and the test installation is suspected as a result of a cavitation vortex rope in the draft tube, it is recommended to conduct the measurements under different test specific hydraulic energies to change the hydraulic excitation frequency (see 7.2.2.2). By varying the value of the test specific hydraulic energy, the Froude number value also changes and modifies the pressure field in the draft tube. This influences the volume of the cavitation vortex rope if the Thoma number value is kept constant. In that case, a decrease or increase of the test specific hydraulic energy yields a decrease or increase of the Froude number value, and consequently an increase or decrease of the cavitation vortex rope volume, respectively. The influence of the cavitation vortex rope volume on suspected resonance can also be investigated by varying the value of the Thoma number while maintaining constant the test specific hydraulic energy value.

7.2.2.5.2 Reference level used for defining the Thoma number

The reference level used for defining the Thoma number can influence the pressure fluctuation measurements if the Froude similitude is not fulfilled. In case the Froude similitude cannot be fulfilled, this reference level shall be agreed upon (see 5.3.5.2). For vertical units, the reference level can be at or below the low-pressure side of the runner/impeller depending on the extent of the cavitation vortex rope in the draft tube.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.2.2.5.3 Model test operating range

Typical pressure fluctuation testing points and exploration paths, for a pump/pump turbine are represented in Figure 91 and for a Francis or propeller turbine in Figure 92.

In the pump/pump turbine case, measurement at key operational specific hydraulic energy values and at the Thoma number related to the cavitation reference level defined in 7.2.2.5.2 should be performed along the a-c curve (see Figure 91).

In the case of the turbine, the test points should cover at least the specified discharge operating range under constant test specific hydraulic energy values and at the Thoma number related to the cavitation reference level defined in 7.2.2.5.2. The specific hydraulic energy values often relate to prototype specific maximum and minimum operational values and one or several rated operational values in plants with large variations of specific hydraulic energy.

A sufficient number of guide vane openings should be explored, particularly at part and full-discharge, to characterize in detail the fluctuation phenomena that occur with changes in the operating conditions (see Figure 92).

In the extended operating range, considerable pressure fluctuations can occur, particularly for turbines in runaway conditions and for pumps/pump-turbines in extreme operating conditions (for example in reverse rotation pump mode). Usually, the exploration path is done by keeping the test specific hydraulic energy constant and varying the Thoma number or guide vane opening in order to test for any possible variations in the pressure fluctuation data as a result of different model operational conditions. Alternatively, test specific hydraulic energy can be varied while maintaining the other parameters constant for the same reasons.

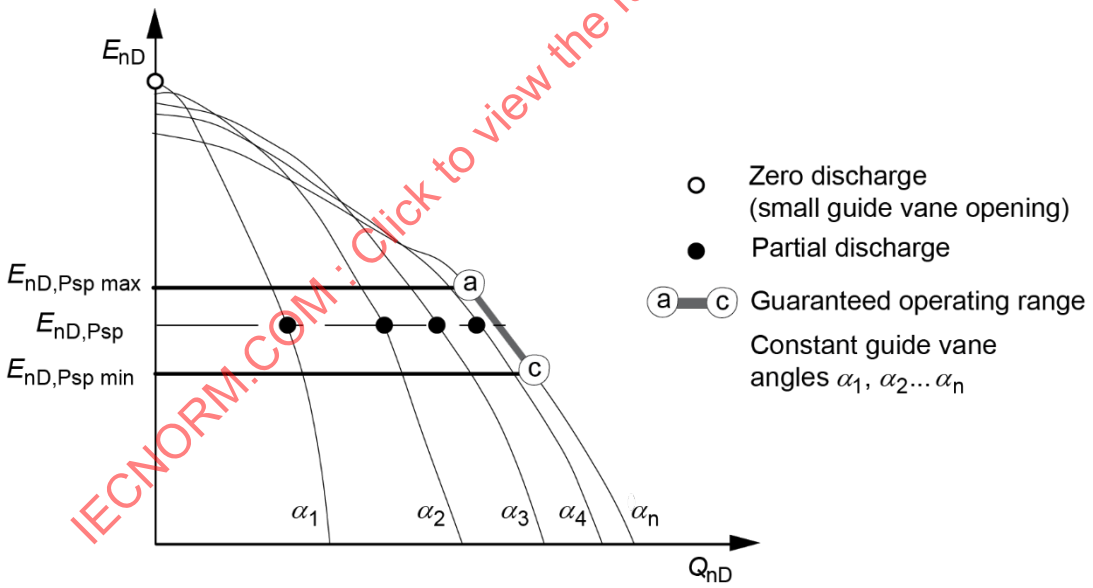


Figure 91 – Pump diagram with exploration paths

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

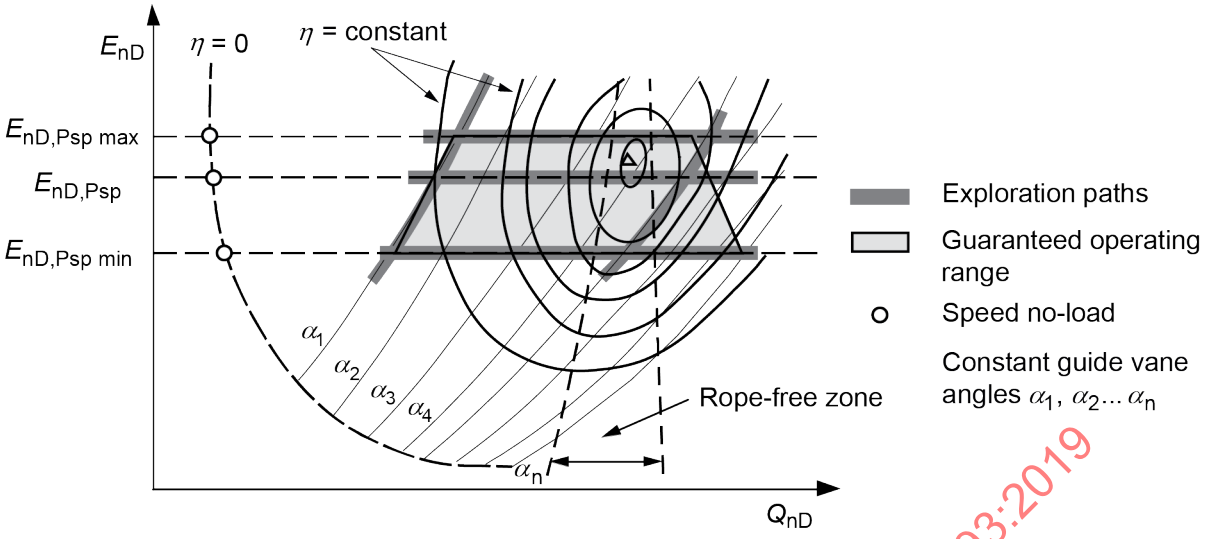


Figure 92 – Turbine hill-chart with exploration paths

7.2.2.5.4 Air admission

Air admission for the reduction of pressure fluctuations can be tested on models. Such tests give only an approximate idea of the effects of air admission to be expected on the prototype, because similitude cannot be sufficiently ensured.

7.2.2.6 Measurement

For each test point, the fluctuating signal is sampled over a signal recording time sufficiently long for the purpose of the test, e.g. investigation of low-frequency surges. Sampling and recording of signals shall comply with 7.2.1.

Draft tube cavitation should be observed and cavity patterns should be recorded. The limits of visibility of the cavitation vortex rope, constituting the rope-free zone under plant sigma condition, shall be established for the investigated trajectories shown in Figure 92.

7.2.2.7 Analysis, presentation and interpretation of results

7.2.2.7.1 Analysis

7.2.2.7.1.1 Analysis of pressure fluctuations in time and frequency domains

According to either the periodic or non-periodic nature of the pressure fluctuations, a frequency domain or a time domain analysis should be chosen.

7.2.2.7.1.2 Time-domain analysis

Time-domain analysis is mostly useful for processing random and intermittent fluctuations (see Figure 93 to Figure 97). For pressure fluctuation tests, time-domain analysis can be made by determination of the standard deviation of the signal. The comparison of the standard deviation with the frequency-domain estimation of the signal amplitude gives an indication of the random fluctuations superimposed on the periodic signal, while the characteristic amplitude determined by statistical methods gives an indication of the absolute magnitude of fluctuations.

The signals can also be viewed in the time-domain for checking purposes.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.2.2.7.1.3 Frequency-domain analysis

Frequency domain analysis of the pressure fluctuations should be done with Fourier analysis.

Frequency spectra can be estimated by an average of discrete Fourier transforms computed on a succession of time windows. In order to minimize leakage effects due to the finite time records and to preserve a good definition of frequencies, appropriate weighting windows, such as Hanning, Kaiser-Bessel or flat-top [17] should be used.

The time window length is the same for all frequencies within a transform. Higher frequencies are thus averaged over a greater number of periods than low frequencies. In case of time varying frequency content, wavelet methods can be applied, as the analysis time window depends on the frequency. The same number of periods is used for the computation of all frequency coefficients. The joint time-frequency method can also be used. In both cases, the result represents the frequency content of the signal of interest as a function of time.

7.2.2.7.1.4 Non-dimensional frequencies and pressure

Pressure fluctuation frequency values are made non-dimensional by the runner/impeller rotational frequency n.

Frequency coefficient:

$$f_{\mathrm{n}} = \frac{f}{n}$$

Pressure fluctuation amplitudes are made non-dimensional by the pressure ρE representative of the test specific hydraulic energy.

Pressure fluctuation factor (see 3.4.14.9):

$$\tilde{p}_{\mathrm{E}} = \frac{\tilde{p}}{\rho E}$$

For constant Q_{nD} and n, the value of E has little influence on draft tube pressure fluctuations.

The pressure fluctuation coefficient $\tilde{p}_{\mathrm{nD}}$ yields consistent results for different values of E, and permits comparison of turbines with different specific speeds.

Pressure fluctuation coefficient (see 3.4.14.10):

$$\tilde{p}_{\mathrm{nD}} = \frac{\tilde{p}}{\rho n^2 D^2}$$

7.2.2.7.1.5 Pressure fluctuation as a function of time and frequency

Some examples of pressure fluctuations associated with reaction machines are shown in Figure 93 through Figure 97 for various operating conditions. Pressure transducer locations are as proposed in Figure 90 in 7.2.2.3.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

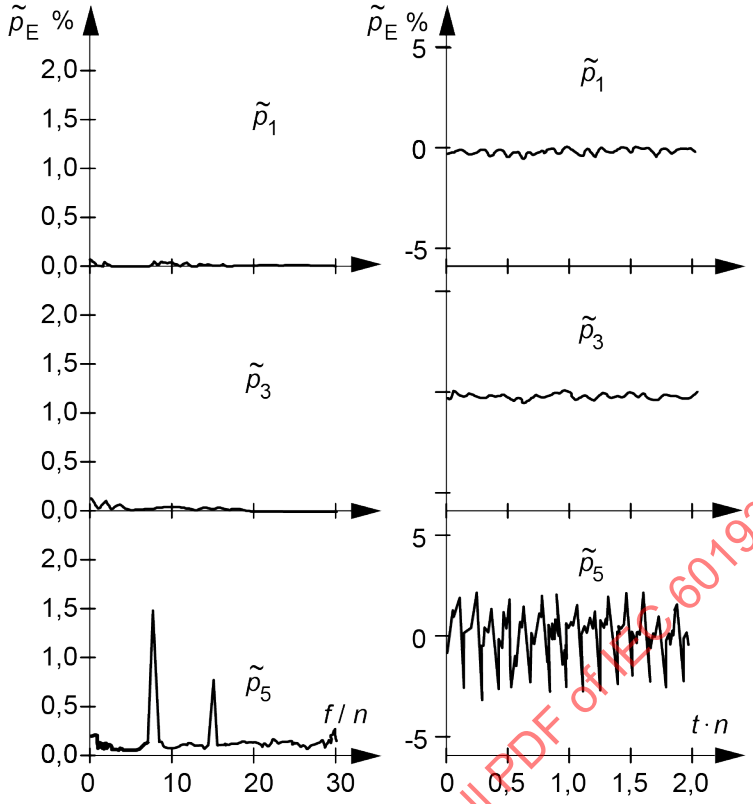


Figure 93 – Normal pump mode operation of an n_{QE} = 0,102 pump-turbine model

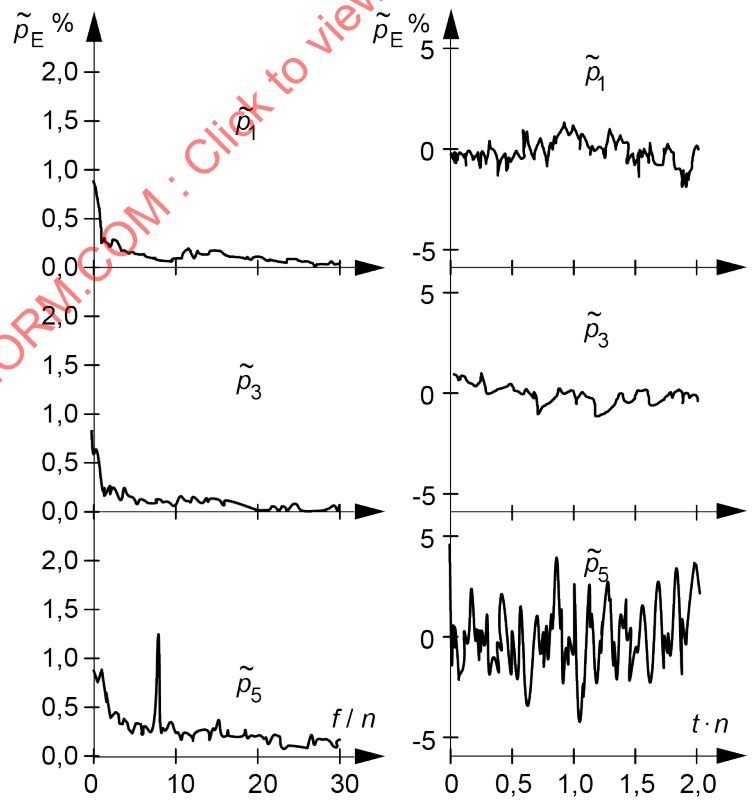


Figure 94 – Zero discharge operation (10 % guide vane opening) of an n_{QE} = 0,102 pump-turbine model

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

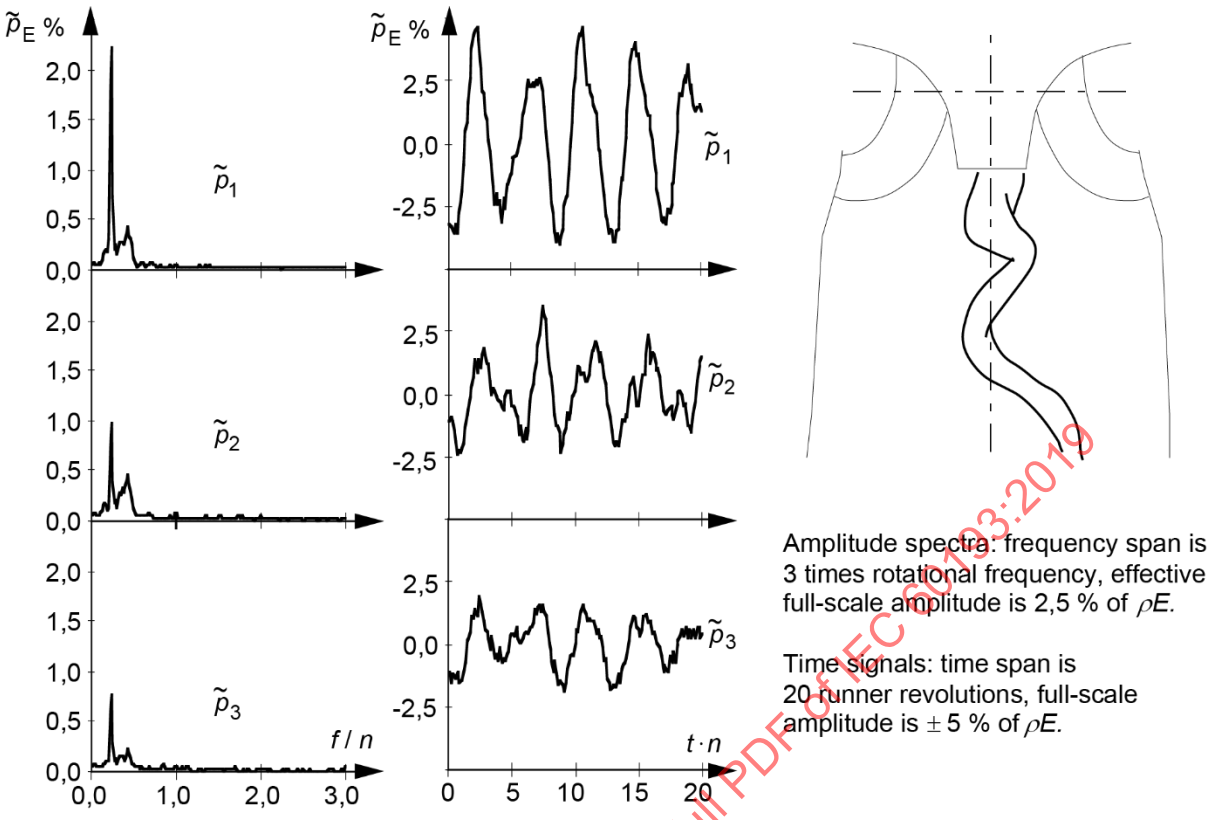
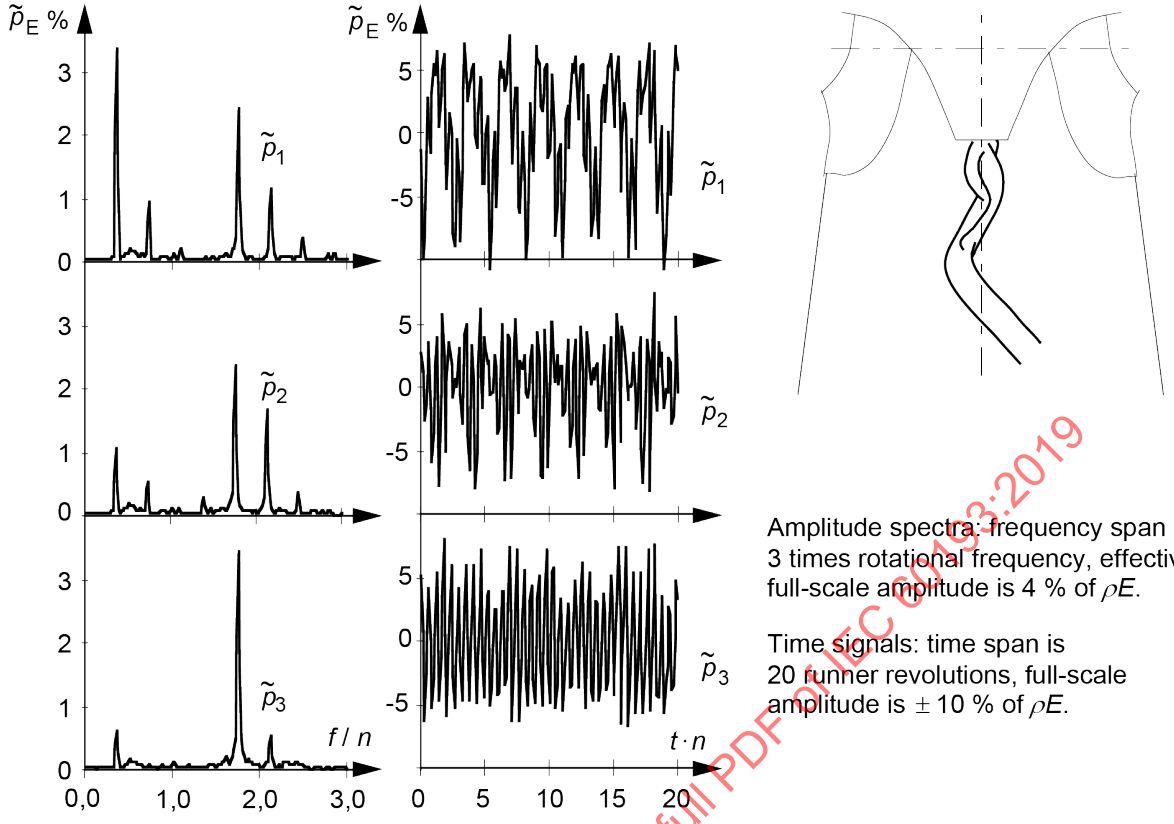


Figure 95 – Part load operation of an n_{QE} = 0,321 Francis turbine model: Q_{nD}/Q_{nDopt} = 0,719

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



Amplitude spectra: frequency span is 3 times rotational frequency, effective full-scale amplitude is 4 % of ρE.

Time signals: time span is 20 runner revolutions, full-scale amplitude is ± 10 % of ρE.

Figure 96 – Higher part load operation of an n_{QE} = 0,226 Francis turbine model: Q_{nD}/Q_{nDopt} = 0,764

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

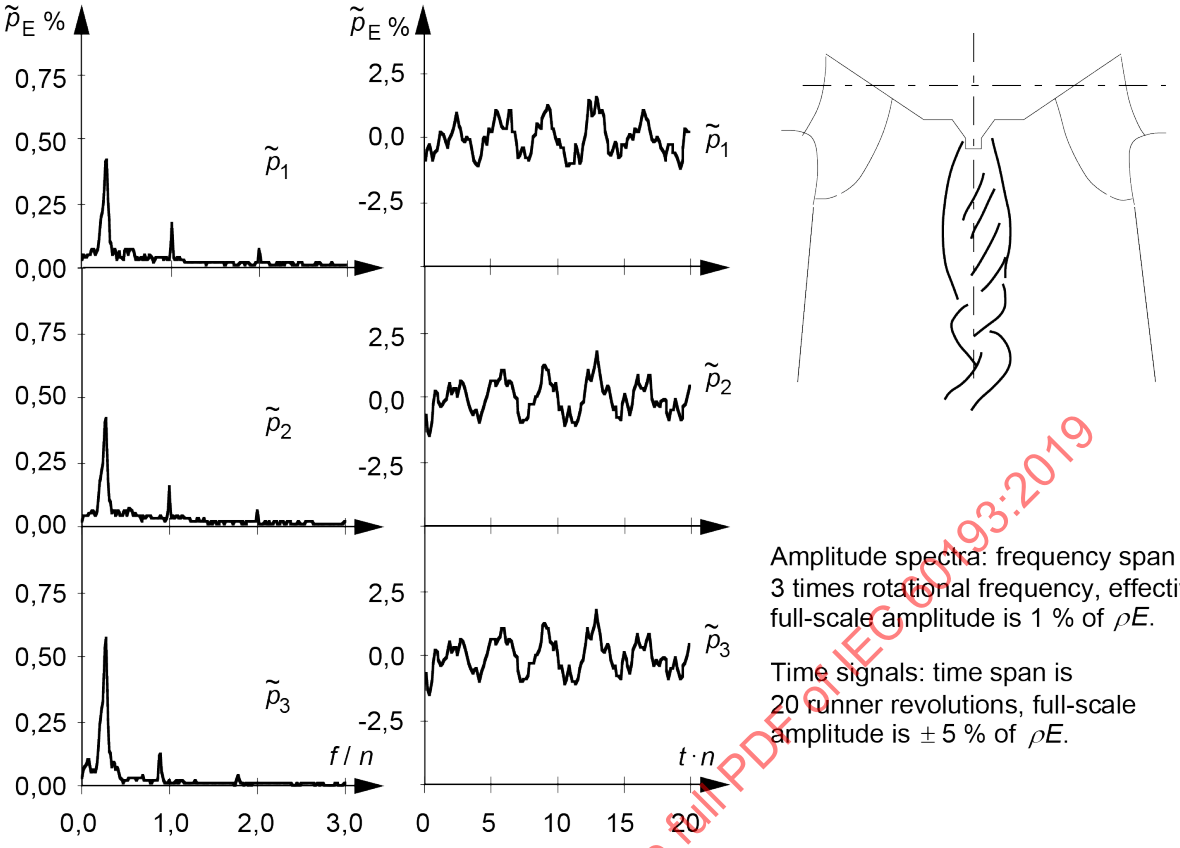


Figure 97 – Full load operation of an n_{QE} = 0,173 Francis turbine model: Q_{nD}/Q_{nDopt} = 1,218

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.2.2.7.2 Presentation and interpretation of pressure fluctuations

7.2.2.7.2.1 General

The oscillatory data represented in non-dimensional terms (f_n, $\tilde{p}_E$, $\tilde{p}_{nD}$) should be presented versus a test parameter so as to provide a global information on the pressure fluctuations to be expected on the prototype in the investigated operating conditions. The test parameter can be:

- discharge coefficient or factor;
- energy coefficient or speed factor;
- Thoma number;
- test-specific hydraulic energy;
- air flow-rate or other.

The analysis and presentation of measured pressure signals from transducers p_1, p_2 and p_3 (see Figure 90) are strongly recommended.

The diagrams described in 7.2.2.7.2.2 and 7.2.2.7.2.3 give examples of presentation of results.

7.2.2.7.2.2 Waterfall diagram

The waterfall diagram in Figure 98 presents amplitude-frequency spectra as a function of the selected test parameter in a 3-D style display. It provides a fast overview of all pressure fluctuations in the considered frequency band and operating range.

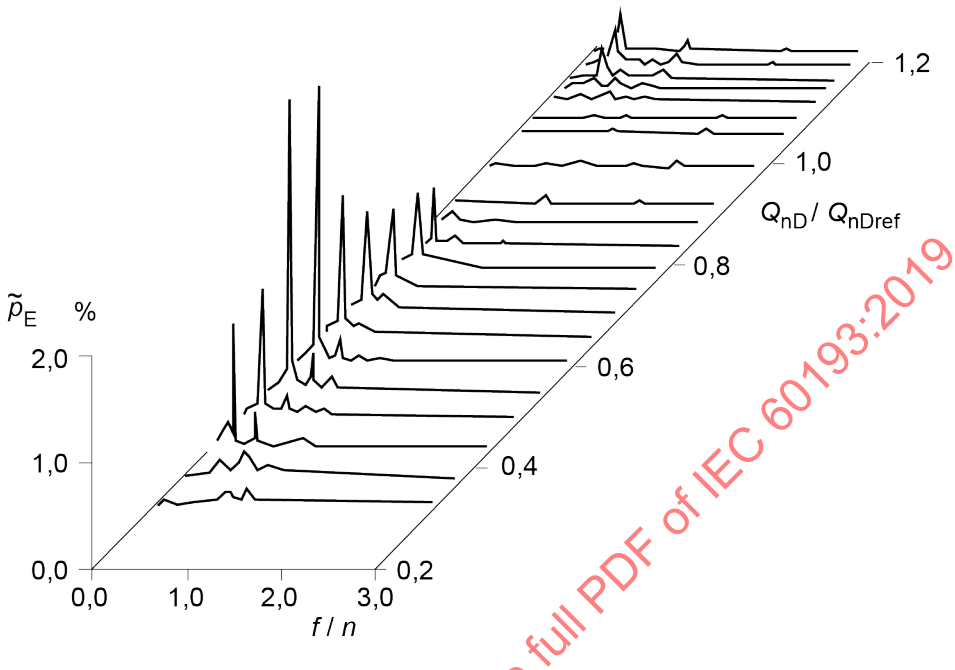


Figure 98 – Example of waterfall diagram of pressure fluctuations in the draft tube of a Francis turbine, transducer p_1

7.2.2.7.2.3 Summarized diagram

The summarized diagram in Figure 99 presents spectral data associated with the dominant frequency for each measurement channel as functions of the selected test parameter in 2-D displays.

The dominant frequency $f_{dominant}$ is that associated with the maximum spectral amplitude $\tilde{p}_E(f_{dominant})$ of the signal channel in the frequency band of interest.

The summarized diagram indicates at least:

- the dominant frequency;
- the maximum spectral amplitude at the dominant frequency; the phase shift to the reference channel at the dominant frequency;
- the characteristics of the time signal, e.g. amplitudes and standard deviations.

Iso-amplitude curves of the pressure fluctuations can be drawn in E_{nD}-Q_{nD} or n_{ED}-Q_{ED} diagrams, provided that a sufficient number of paths have been explored, see Figure 92.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

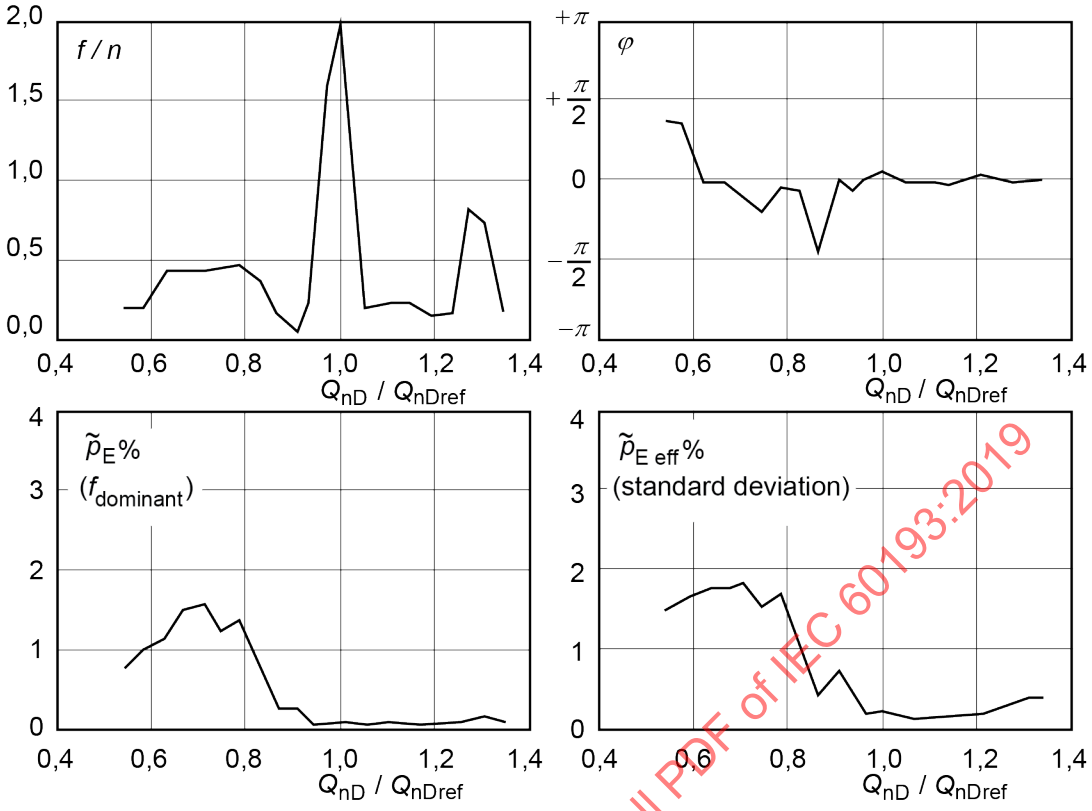


Figure 99 – Example of summarized diagram of pressure fluctuations in the draft tube of a Francis turbine, transducer p_2

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.2.2.8 Transposition to prototype

7.2.2.8.1 Pressure fluctuation amplitudes

In favourable conditions for the model tests (see 7.2.2.1.2) and in the case that no significant interaction with the external system is present, pressure fluctuation amplitudes may be transposed from the model to the prototype. The uncertainty for this transposition is described in 7.2.2.9.

Due to interaction with external systems, the prediction of prototype pressure fluctuation amplitudes requires a dynamic response analysis of the full-size machine layout, including water conduits, manifold, gate chambers, tailrace tunnels, etc. Due to the complexity of the prototype plant configuration, it is in practice very difficult to make such analysis on a comprehensive numerical model including all relevant system components as outlined in Figure 100.

Pressure fluctuations representing purely local phenomena, such as the asynchronous draft tube pressure fluctuations attached to the vortex rope precession do not interact with the rest of the hydraulic or electromechanical system, and thus can be transposed by applying the appropriate scale factors. The pressure fluctuations due to interaction of runner/impeller blades and guide vanes can also be transposed.

Other fluctuation phenomena, such as the synchronous part of the draft tube pressure fluctuation due to the cavitation vortex rope, always interact with the rest of the system and therefore can not be directly transposed. Other examples are fluctuations of turbine discharge, shaft torque and spiral case inlet pressure.

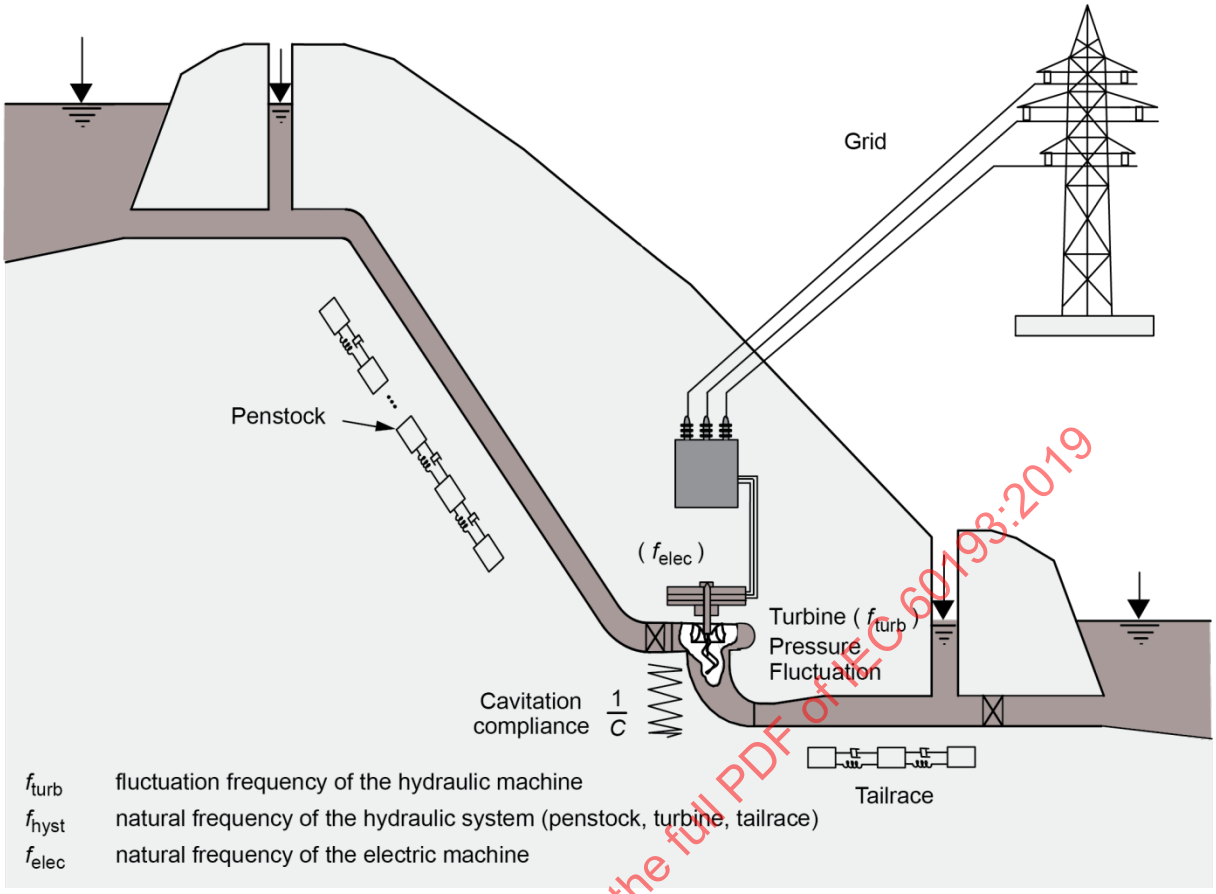


Figure 100 – Interaction of the external system with sources of pressure fluctuations from the hydraulic machine

At part load, the pressure fluctuations induced by the vortex rope in the same draft tube cross section can be divided into two components. The synchronous component where the pressure pulsates synchronously in this cross section, and the asynchronous component where the pressure varies periodically, see Annex M. The core of the vortex cavitation rope induces a lower pressure when it is passing near the draft tube wall.

These two components can be identified by performing the phase analysis of the signals of two or more pressure transducers at the same section, see the example in Annex M.

When more than two pressure transducers are used, the resulting system of equations is overdetermined and can be solved with the least square method (see Annex G).

The prediction of the prototype pressure fluctuation amplitudes is usually not included in the processing of model test pressure fluctuation measurements. However some selected components of the pressure fluctuations can be transposed by mutual agreement.

7.2.2.8.2 Fluctuation frequency values

The frequency coefficient defined in 7.2.2.7.1.4 is transposable from model to prototype for:

a) pressure fluctuations due to inertial forces within the runner outlet flow, such as the precession of the cavitation vortex rope;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

b) pressure fluctuations due to the interaction of runner/impeller blades and guide vanes.

7.2.2.8.3 Excitation magnitude

The magnitude of pressure fluctuations has the same scale ratio as the pressure associated with the turbine specific hydraulic energy. This is true only at the emission of disturbances. Pressure waves propagate in the piping system, are reflected, and the observed amplitudes are strongly influenced by standing waves. The similitude of pressure amplitudes is lost because of dynamic interaction with the hydraulic circuit.

The physical excitation sources of pressure fluctuations are in most cases caused by different phenomena acting at the same time, with potentially interfering excitations. Therefore, no general recommendation can be given for the transposition to the prototype of the measured reduced scale model excitation magnitude.

In the particular case of the draft tube pressure fluctuations at partial load vortex rope frequency, the excitation magnitude at this frequency can be transposed, but only if Thoma and Froude similitude conditions are fulfilled and the necessary number of wall pressure measurements is achieved, see 7.2.2.3.

It is necessary to separate the asynchronous and synchronous components of the pressure fluctuation magnitude at the frequency of interest and identify the parameters of the sources of pressure fluctuations in the draft tube, such as cavitation compliance, mass flow gain factor and energy dissipation (see Annex N).

The transposition of the excitation magnitude is a complex process and the related physics is under study.

7.2.2.8.4 Natural frequency of the hydraulic system including turbines, tunnels, surge tanks, penstocks, tailrace channels and auxiliary circuits

The stability of operation of a fixed runner blade reaction turbine is strongly dependent on the dynamic properties of the hydraulic system which includes turbines, tunnels, surge tanks, penstocks, tailrace channels and auxiliary circuits. Methods for the calculation and measurement of these components can be found in Annex N.

7.2.2.9 Uncertainty

The uncertainty of the pressure fluctuation measured on the model is influenced by the following factors:

a) uncertainty of the instrumentation (see 7.2.2.3);

b) interaction with the test circuit;

c) interaction with the electric machine.

With good operating conditions, it is possible to determine the pressure fluctuations of the model with uncertainties as shown below.

d) amplitude: ±10 %;

e) dominant frequency: ±2 % of the model rotation frequency;

f) phase difference: ±10°.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

However, conversion from model to prototype values can involve error caused by the following factors:

g) deviation in Froude similitude;

h) interaction with the hydraulic system;

i) interaction with the electric machine.

If none of the above factors is influencing the model test results, the uncertainties of the predicted values for the prototype are expected to be as follows:

j) amplitude: ±30 %;

k) dominant frequency: ±5 % of the prototype rotation frequency;

l) phase difference: ±30°.

7.2.3 Shaft torque fluctuations

7.2.3.1 General

Fluctuations of shaft torque in hydraulic machines can be induced by:

a) variations of the pressure forces acting on the runner/impeller blades;

b) variations of the electro-magnetic forces acting on the motor/generator.

Observations of torque fluctuations are considered only as an extension to the processing of pressure fluctuations (see 7.2.2). Torque fluctuations induced by the electric machine governing system can occur and shall be identified as such.

7.2.3.2 Recommendations for measurement

The torque transducer shall be mounted on the shaft between the motor/generator and the runner/impeller (see 7.3 and 6.6.4). Its frequency band shall cover the range of relevant frequencies (see 7.2.2.1.1).

Neither the speed governing system and power transmission of the test rig, nor the torsional natural frequency of model shaft shall produce significant contributions to shaft torque variation within the frequency band of interest.

7.2.3.3 Analysis of model test results

Torque fluctuations are processed and displayed in the same way as pressure fluctuations (see 7.2.2.7). Amplitudes are made non-dimensional as for torque factors or coefficients (see 3.4.14.5 and 3.4.14.6). They are expressed in relative values. The reference can be the best efficiency or full load torque factor (or coefficient).

If there is no dynamic influence from the motor/generator at the frequency of interest, torque fluctuation amplitudes represent the global action of fluctuating pressure forces acting on the runner.

7.2.3.4 Transposition to prototype

As it is not possible to achieve simultaneously mechanical and electrical similitudes between model and prototype, the direct transposition to prototype is not relevant.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.3 Axial and radial thrust

7.3.1 General

The forces and moments due to hydrodynamic action are part of the overall load on the rotating and stationary parts of a hydraulic machine. Important design parameters, such as forces acting on axial and radial bearings and embedded parts, stresses and deflections of the shaft, etc., can be computed and/or derived from model measurements.

The purpose of the measurements is to determine the magnitude and direction of forces and moments as a function of the various operating conditions to be used for the mechanical design of the components.

Test arrangements are described below for the measurement of one component (axial thrust) up to the measurement of six components (all forces and moments acting on runner/impeller).

The measurement of the fluctuations of these axial and radial forces is part of the measurement methods and arrangement described later on. The data processing of these fluctuations is generally made in the same way as for pressure fluctuations (see 7.2.2.7).

The measurements of axial thrust can be transposed to the prototype by a procedure described hereafter. However, the radial thrust cannot be directly transposed by scaling laws.

The forces and moments acting on the runner/impeller are defined in a stationary Cartesian system of coordinates (see Figure 101).

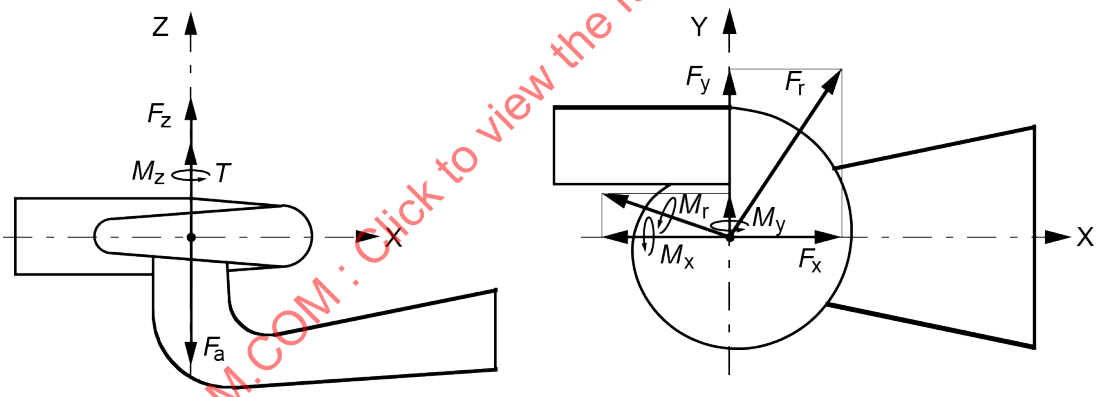


Figure 101 – Definition of coordinate system

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The origin of the coordinates is determined by the reference level as specified in 3.4.8.5.

F_z z-component of the force;

F_x x-component of the force;

F_y y-component of the force;

F_a axial thrust ($F_a = -F_z$);

F_r radial force $\left(\vec{F}_r = \vec{F}_x + \vec{F}_y\right)$;

M_z z-component of the moment;

M_x x-component of the moment;

M_y y-component of the moment;

T shaft torque ($T = M_z$);

M_r radial moment $\left(\vec{M}_r = \vec{M}_x + \vec{M}_y\right)$.

7.3.2 Hydraulic axial thrust

7.3.2.1 Definitions

The individual forces acting on the runner/impeller of a radial machine are described in Figure 102 and Table 11.The measured model axial thrust F_{aM} is the result of these forces:

$$F_{aM} = -F_{1M} + F_{2M} - F_{3M} + F_{4M} - F_{5M} + F_{6M}$$

Therefore, the model hydrodynamic axial thrust is given by:

$$F_{1M} = -F_{aM} + F_{2M} - F_{3M} + F_{4M} - F_{5M} + F_{6M}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

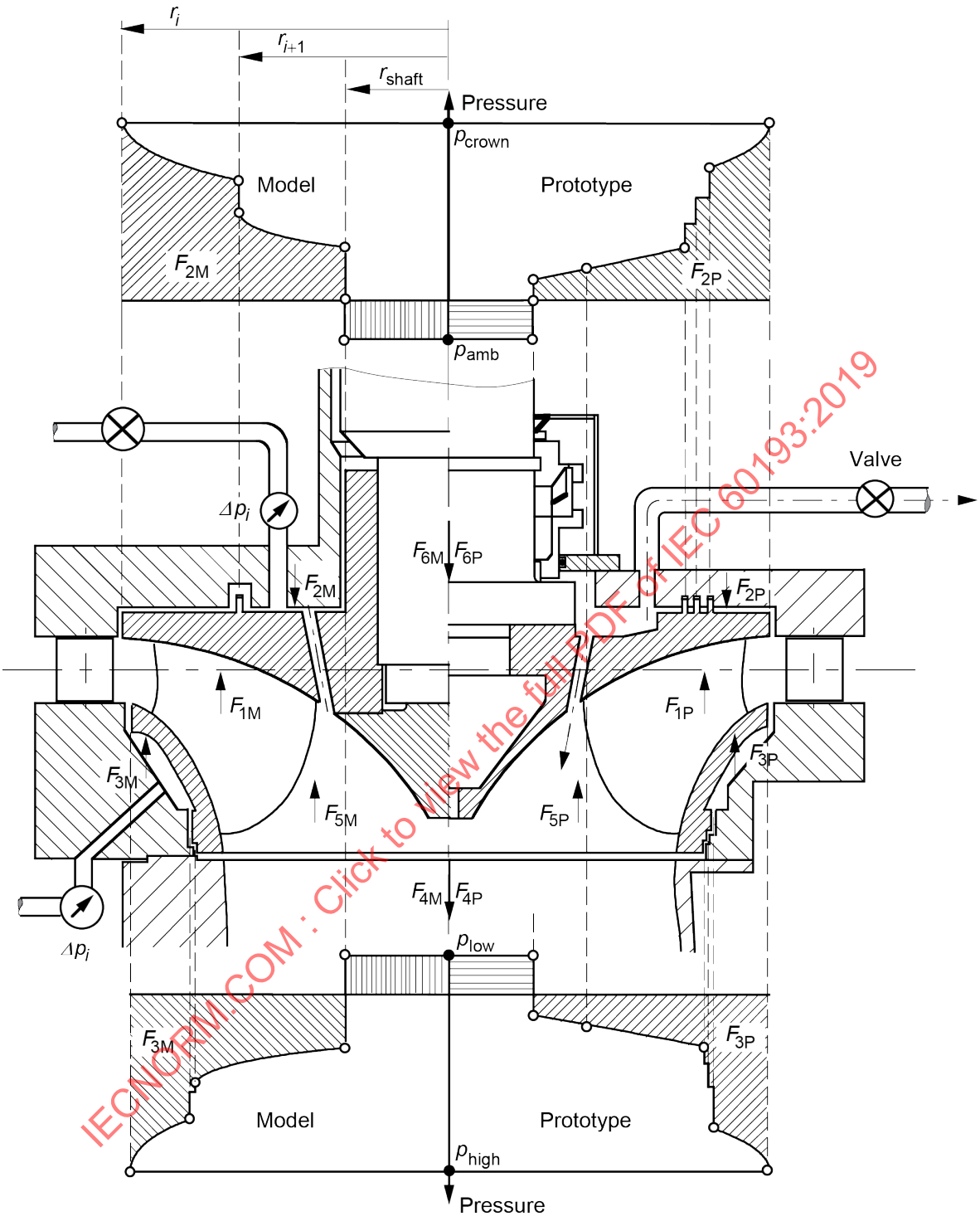


Figure 102 – Individual elements of axial force acting on a radial machine

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table 11 – Definition of individual force elements of axial thrust

Force element		Model	Prototype
F_1	Hydro-dynamic[a)]	The hydrodynamic axial force acting on the runner/impeller results from the change of momentum of the flow through the runner/impeller. It is determined from measurement by subtracting F_2 to F_6 from F_{aM}; $F_{1M} = -F_{aM} + F_{2M} - F_{3M} + F_{4M} - F_{5M} + F_{6M}$	Transposed from model data (in cases of homology, see 7.3.2.8) or calculated using the following formula: $F_{1P} = -F_{aP} + F_{2P} - F_{3P} + F_{4P} - F_{5P} + F_{6P}$
F_2	Crown	The total hydraulic axial force on the runner crown is the integration of all the zones of specific hydraulic energy loss: $F_{2M} = 2\pi \int_{r_{shaft}}^{r_{crown}} p(r) \cdot r \cdot dr$ When possible, the static pressure drop should be measured at different points so as to enable F_{2M} calculation. See O.2. Does not exist for axial type machines.	The value of this hydraulic force can be calculated from: $F_{2P} = 2\pi \int_{r_{shaft}}^{r_{crown}} p(r) \cdot r \cdot dr$ The pressure distribution can be calculated from theoretical specific hydraulic energy losses through the upper labyrinth path and by assuming parabolic pressure distribution. The main specific hydraulic energy losses are coming from: the surface roughness of conduits and chambers of the crown seal. See O.2. Does not exist for axial type machines.
F_3	Band	The total hydraulic axial force on the runner band is the integration of all the zones of specific hydraulic energy loss: $F_{3M} = \int_{S_{low\ pressure}}^{S_{high\ pressure}} p(S) \cdot dS$ See O.3. Does not exist for axial type machines.	The value of this hydraulic force can be calculated from: $F_{3P} = \int_{S_{low\ pressure}}^{S_{high\ pressure}} p(S) \cdot dS$ See O.3. Does not exist for axial type machines.
F_4	Runner/impeller weight	Determined by weighing the rotating parts or by taring the measurement device. For inclined axis, only the axial component shall be considered.	Determined by calculation: $F_{4P} = V_{runner,P} \cdot \rho_{runner,P} \cdot g_P$
F_5	Runner/impeller buoyancy	Determined from runner/impeller volume or by taring the measurement device: $F_{5M} = V_{runner,M} \cdot \rho_{w,M} \cdot g_M$ For inclined axis, only the axial component shall be considered.	Determined by calculation: $F_{5P} = V_{runner,P} \cdot \rho_{w,P} \cdot g_P$
F_6	Hydrostatic shaft force	Pressure acting on areas as a result of submergence: $F_{6M} = \pi \cdot \rho_{w,M} \cdot g_M \cdot (-Z_{S,M}) \cdot r_{shaft,M}^2$	Pressure acting on areas as a result of submergence: $F_{6P} = \pi \cdot \rho_{w,P} \cdot g_P \cdot (-Z_{S,P}) \cdot r_{shaft,P}^2$
a) F_1 results from the axial hydrodynamic forces acting on the runner/impeller flow passage.			

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.3.2.2 Measuring methods

7.3.2.2.1 General

The forces acting on the machine that effect the axial thrust are described in Figure 102 and Table 11.

7.3.2.2.2 Measurement of total axial thrust

Numerous arrangements have been developed to measure the axial thrust acting onto a runner/impeller. In a typical testing arrangement, the oil pressure within a hydrostatic bearing is measured as a reference quantity related to the hydraulic force acting onto the runner/impeller along its axis of rotation (see Figure 103).

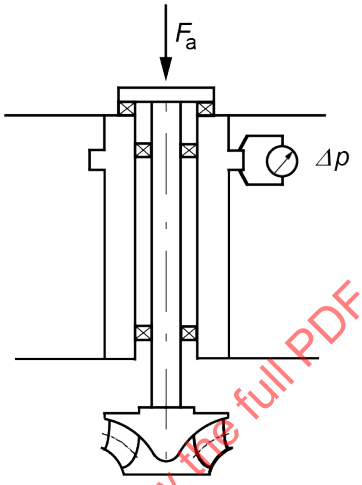


Figure 103 – Typical testing arrangement for axial thrust measurement

Another typical arrangement uses the deflection of connecting parts between axial bearing and the housing, which can be measured by means of strain gauges or inductive distance meters.

The axial thrust can also be determined with a measuring device for all six components of forces and moments (see Figure 107 d) in 7.3.3.2).

Depending on the arrangement used, the following shall be taken into account:

- hydrostatic forces on the shaft;
- oil viscosity;
- gravity forces.

7.3.2.2.3 Calculation of individual hydraulic forces from pressure measurements

The axial thrust can be determined by a sufficient number of pressure measurements along the outer contour of the runner/impeller with the consideration of the calculated thrust component due to the change of momentum of flow. An example of pressure tap placement is shown in Figure 102. All these pressures should relate to a reference pressure taken at a reference section of the machine (see Figure 1).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- To calculate individual hydraulic forces acting on the runner (i.e. F_2, F_3), the pressure distribution acting on the band, crown and shaft of the runner shall be measured or estimated. The static pressure at the runner inlet is required to calculate the forces on the upper crown surface or the outer band surface (see suggested pressure transducer locations in Figure 102). This shall be expressed as a percentage of the specific hydraulic energy of the machine. To calculate the axial forces acting on the crown, only differential pressure measurements between two ports above the runner are needed.
- In general, the acting forces are estimated separately for the crown and the band. To measure the crown force (F_2), the integration is done from the shaft seal radius to the outer crown radius. For the band force (F_3), the integration could be complicated by the arrangement of the outer band. Therefore, it is important to integrate along the full surface of the outer band from the low- to the high-pressure section of the runner.

Annex O details the individual calculations required for defining F_2 and F_3.

7.3.2.3 Calibration

For calibration, a force is applied in axial direction to the model runner/impeller shaft. The magnitude of force is defined by:

- certified masses;
- masses together with a load cell;
- hydraulic jack together with a load cell (see Figure 104).

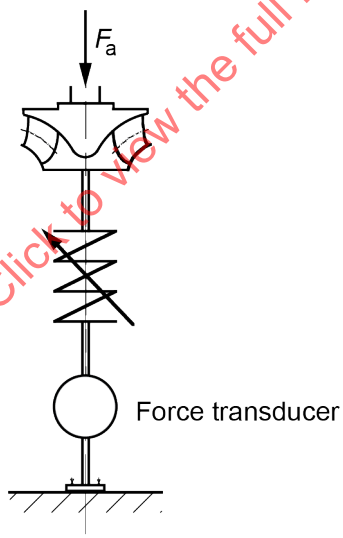


Figure 104 – Typical calibration arrangement for axial thrust measurement

The reference forces applied to the shaft are related to the signal of the axial thrust measurement instrument in order to establish a calibration curve.

7.3.2.4 Influence of external phenomena

Only the forces and moments caused by the hydrodynamic interaction between the runner/impeller and the test fluid are of interest. Therefore, forces due to the following external phenomena shall also be taken into account:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- weight of runner/impeller;
- centrifugal forces;
- hydrostatic effects (buoyancy);
- hydrodynamic effects in labyrinth seals;
- mechanical forces (friction);
- resonance effects.

7.3.2.5 Checks during and after measurements

Before and after each test series, the measuring signal shall be recorded and checked at reference condition (e.g. at stand-still). It is recommended to check the axial thrust measurements by varying the rotational speed at one operating point. This check indicates whether the calibration, compensation and evaluation are valid.

7.3.2.6 Test programme

The test should cover the whole operating range with special attention to the region where the maximum axial thrust occurs or is expected. The test shall be carried out at specified prototype operating conditions. The number of test points between minimum and maximum specific hydraulic energy and from minimum to maximum discharge shall be sufficient to characterize the axial thrust. It is recommended that the test range extend beyond the contractually specified operating range and that the possible influence of cavitation on axial thrust be considered.

In addition to the normal operating range, axial thrust should be measured for off-design conditions such as those listed below:

- runaway conditions;
- off-cam conditions in double-regulated machines;
- operating points during transient conditions with expected high axial thrust (e.g. transition from pump to turbine mode at maximum guide vane opening in pumps and pump-turbines);
- no-load conditions which can cause up-thrust in axial machines.

7.3.2.7 Graphical presentation of results

For normal operation in both turbine and pump mode, the axial thrust is often plotted versus discharge, or their corresponding factors/coefficients as shown in Figure 105. Effects of any relief pipes, crown relief holes, baffling plates, seal clearance, etc. can be illustrated. The axial thrust can also be measured during four quadrants testing of a pump-turbine, in which case the axial thrust factor/coefficient is plotted versus the speed factor (see Figure 106).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

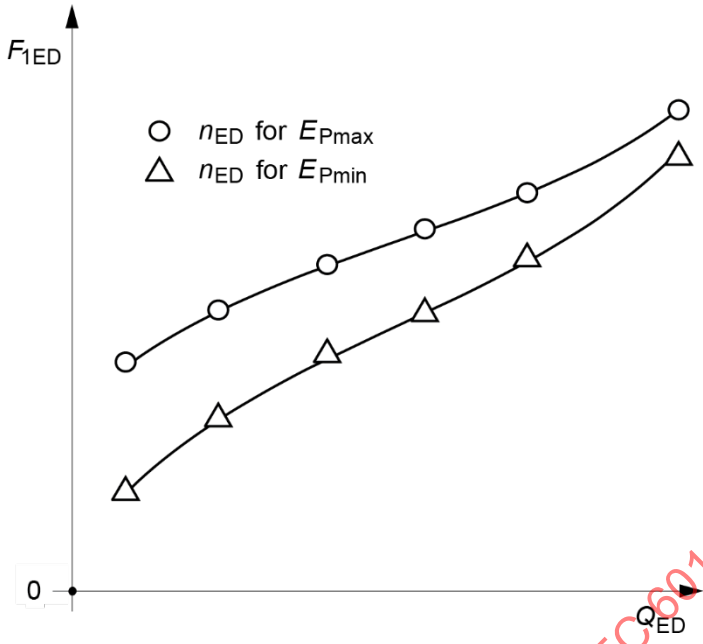


Figure 105 – Axial force factor versus discharge factor at different constant specific hydraulic energies in pump mode

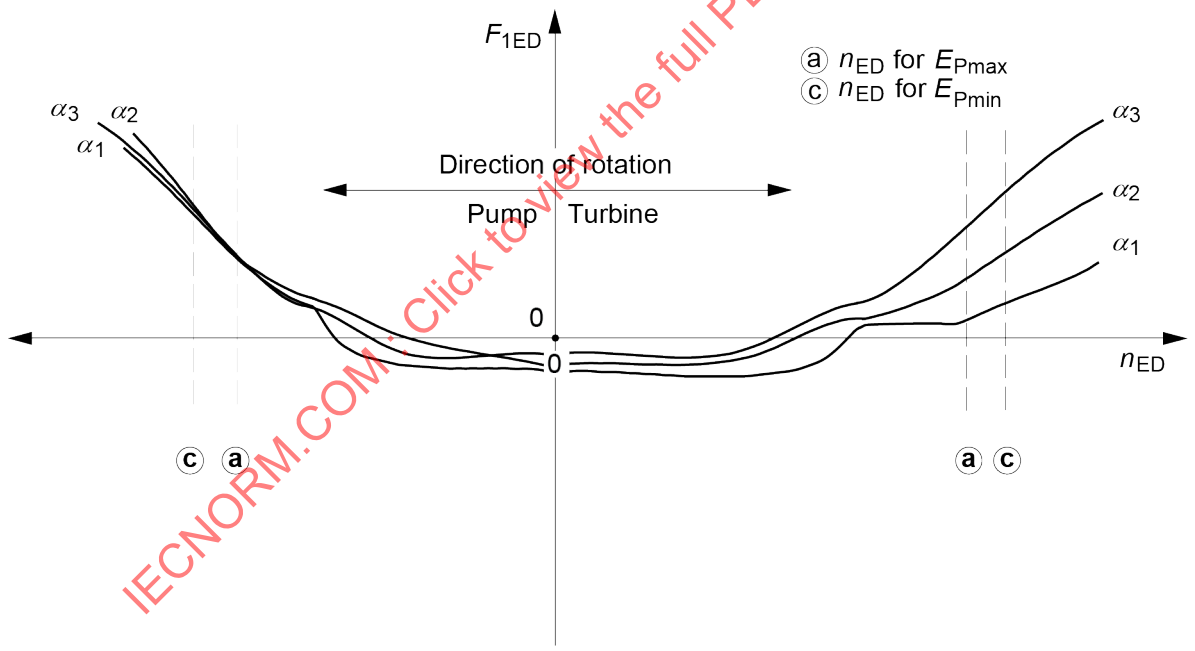


Figure 106 – Axial force factor versus speed factor measured at different guide vane openings in the four quadrants of a pump-turbine

7.3.2.8 Transposition to prototype

The axial force F_{aM} measured on the model cannot always be directly transposed to prototype conditions. For a correct transposition, it is useful to consider separately the individual force elements of the total axial force for model and prototype. There are three cases to consider:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

a) When homology is fulfilled, or in cases where there are only minor changes in geometry that will not affect hydraulic forces, the total measured model hydraulic axial force F_h is often stated as the sum of F_1, F_2, and F_3. The forces F_4, F_5 and F_6 can be subtracted from the measured total force F_{aM}. This can provide a useful estimation of potential prototype forces on the shaft and runner seals without the need of more specific measuring devices installed on the model in the locations described in Figure 102;

b) When there are differences in geometrical similarity as a result of the number of labyrinths or seal clearance, only F_1 (=F_h) shall be transposed. F_2 and F_3 shall be calculated for the prototype based on properly evaluated pressure distributions (see Annex O);

c) When there are differences in geometrical similarity as a result of the outer diameter of the crown or band, F_1, F_2 and F_3 are not transposable. Regardless, the obtained data are useful in determining limits on the prototype shaft and seal designs. Therefore, the values measured on the model can be used as a base to estimate total axial force on the prototype (see Annex O).

The following dimensionless hydraulic axial force factors/coefficients (see 3.4.14.7 and 3.4.14.8):

Hydraulic axial force factor:

$$F_{h,ED} = \frac{F_h}{D^2 \rho E}$$

Hydraulic axial force coefficient:

$$F_{h,nD} = \frac{F_h}{D^4 n^2 \rho}$$

Just as in the model, the prototype hydraulic axial force is defined as:

$$F_{hP} = F_{hM} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \frac{E_P}{E_M} \frac{\rho_{wP}}{\rho_{wM}} = F_{h,ED} D_P^2 \rho_{wP} E_P$$

$$F_{hP} = F_{hM} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^2 \frac{\rho_{wP}}{\rho_{wM}} = F_{h,nD} D_P^4 n_P^2 \rho_{wP}$$

The prototype hydraulic axial force can also be determined by a combined approach of measurement and calculation. In this case, the computer program used for calculation of the prototype hydraulic axial forces is calibrated by calculating the model hydraulic axial forces and subsequent comparison with model test results. The same program can also be used to calculate the prototype hydraulic axial forces in case of increased crown pressure due to wear of runner/impeller seals.

7.3.2.9 Uncertainty

The uncertainty in the determination of prototype axial force is a result of the errors in model measurements and of the approximations in transposition from model to prototype.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

With good measurement conditions it is possible to determine the mean values of the model axial hydraulic force with an uncertainty of less than ±5 % to ±10 % of the maximum mean values occurring during normal operation conditions. The uncertainty in corresponding derived prototype values is approximately ±10 % to ±20 % of the maximum mean values.

7.3.3 Radial thrust

7.3.3.1 Definitions

The angles of the radial force and radial moment can be calculated in the defined coordinate system:

$$\varphi_{\mathrm{Fr}} = \arctan\frac{F_{\mathrm{y}}}{F_{\mathrm{x}}}$$

$$\varphi_{\mathrm{Mr}} = \arctan\frac{M_{\mathrm{y}}}{M_{\mathrm{x}}}$$

The following dimensionless radial forces and moment factors/coefficients (see 3.4.14):

Radial force factor:

$$F_{\mathrm{r,ED}} = \frac{F_{\mathrm{r}}}{D^2 \rho E}$$

Radial moment factor:

$$M_{\mathrm{r,ED}} = \frac{M_{\mathrm{r}}}{D^3 \rho E}$$

Radial force coefficient:

$$F_{\mathrm{r,nD}} = \frac{F_{\mathrm{r}}}{D^4 n^2 \rho}$$

Radial moment coefficient:

$$M_{\mathrm{r,nD}} = \frac{M_{\mathrm{r}}}{D^5 n^2 \rho}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.3.3.2 Measuring methods

The radial thrust can be determined by measurement of the following quantities (see Figure 107):

- reaction forces in one or two shaft bearings;
- supporting forces of the bearing housing;
- deflection of the shaft;
- multidirectional strain in an instrumented section of the shaft close to the runner/impeller.

Arrangement d) of Figure 107 permits measurement of all six components of forces and moments (F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z) in both the rotating and the stationary system. The signals of the strain gauge bridges are transferred from the shaft to the stationary part by means of slip rings or telemetry. The angle of rotation is continuously measured and the signals are transformed to stationary coordinates.

Depending on the arrangement used, measurements of radial thrust can be affected by non-hydraulic forces as shown in Table 12.

Measurement of radial thrust can be significantly influenced by hydrodynamic bearing effects on the radial seals. This influence can be reduced by using increased seal clearances in the model for radial thrust measurement.

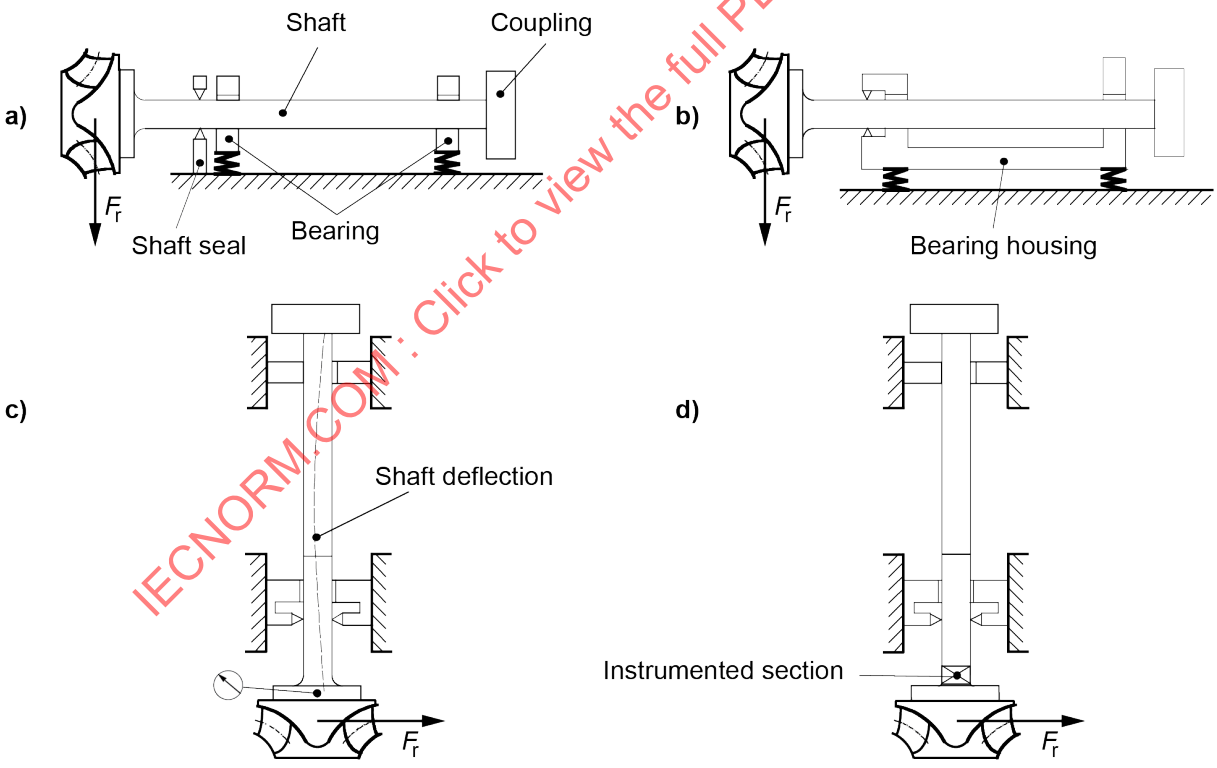


Figure 107 – Typical arrangements for radial thrust measurement (horizontal or vertical shaft)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table 12 – Non-hydraulic forces influencing radial thrust measurement

Origin of non-hydraulic forces		Arrangements of measurement			
		a	b	c	d
Shaft	(natural frequency)	x	x	x	x
Coupling	(inertia)	x	x	x	
Bearing housing	(inertia)		x		
Shaft seals	(reaction)	x		x	

7.3.3.3 Calibration

The basic calibration is usually done by applying forces and moments on the shaft using a known lever arm and certified masses or calibrated load cell. The actual forces and moments are related to the output of the respective instruments. If oil pressure is used to determine bearing forces, the oil temperature shall be recorded and the influence of viscosity (if any) taken into account for evaluation. If the measurement is done in the rotating system (see Figure 107 d)), the calibration shall be carried out in rotating condition.

Since only the hydrodynamic radial thrust shall be determined, the following effects shall be taken into account by calibration:

- weight of the runner/impeller;
- buoyancy;
- unbalance of rotating parts.

The weight and buoyancy of the runner/impeller are only relevant if the model does not have a vertical shaft. The weight is taken into account by measuring the radial thrust at slow rotation in air. Weight and buoyancy are taken into account by measuring at slow rotation in water. The centrifugal force due to unbalance of the rotating parts is taken into account by measuring the radial force at fast rotation in air.

7.3.3.4 Checks before and during measurements

Before and after each test series, the measuring signal shall be recorded and checked at reference condition (e.g. at stand-still). It is recommended to check the radial thrust measurements varying the rotational speed at one operating point. This check indicates whether the calibration, compensation and evaluation are valid.

The speed variation test can also show significant deviations for a certain speed of rotation, which indicates a model-specific resonance effect.

7.3.3.5 Test programme

The magnitude and direction of radial thrust (forces and moments) are measured. The measurements should cover all main operating ranges with particular attention to those operating points where extreme values of radial thrust occur (mean and/or fluctuating).

Typical examples of operating conditions where extreme radial forces can occur are:

- runaway condition;
- zero discharge for pump;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- operating points associated with transient conditions;
- cavitation conditions.

7.3.3.6 Graphical presentation of results

For normal operation in both turbine and pump mode, the radial thrust is often plotted versus discharge, or their corresponding factors/coefficients in the same manner as axial thrust (see Figure 105). The radial thrust can also be measured during four quadrants testing of a pump-turbine, in which case the radial thrust factor/coefficient is plotted versus the speed factor (see Figure 106).

7.3.3.7 Transposition to prototype

As it is not possible to achieve mechanical similitude between model and prototype, the direct transposition to prototype by scaling laws is not relevant.

7.3.3.8 Uncertainty

Even with good measurement conditions, it is not possible to determine the mean values of model radial forces with uncertainties smaller than ±5 % to ±10 % of the maximum mean values.

7.4 Hydraulic loads on control components

7.4.1 General

7.4.1.1 Type of control components

In order to control power or discharge, most types of hydraulic reaction machines are equipped with:

- guide vanes, and/or
- adjustable runner/impeller blades.

The control elements of impulse turbines (e.g. Pelton turbines) are the nozzle(s) with adjustable needle(s) and deflector(s).

Sometimes gates or valves can be used as control components, but they are not considered in the following.

7.4.1.2 Purpose of load measurements

The purpose of such tests is to check or determine by means of model measurements the hydraulic loads, i.e. forces and torques acting on the control components of a machine. The model is always operated at steady-state operating conditions (see 7.1.1).

Such model results (absolute or dimensionless values) can be used to:

a) check the extreme values of hydraulic loads which are relevant for the prototype design (mean values and fluctuating components);
b) establish at which operating conditions the fluctuating amount of a hydraulic load becomes important and which are the relevant excitation frequencies;
c) check at which operating conditions the hydraulic torque has opening or closing tendency;
d) produce input data for calculation of prototype loads during transient operating conditions;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

e) determine torques acting on aligned and misaligned guide vanes as required for the design and adjustment of guide vane and guide vane protective devices.

7.4.1.3 Design of control components for hydraulic loads measurements

The model components prepared for hydraulic load measurements are often of special design. If strain gauges are used, the deformation of the instrumented component under hydraulic load shall be such that sufficient strain is produced. This can be achieved by an appropriate design; however, the impact on the mechanical safety and the natural frequency of the measuring component shall be checked. It is also important to check how much the model measurements will be affected by friction forces or torques. If friction effects are not negligible, their effects shall be eliminated from the final model test results because their relative value is different from the prototype.

As a consequence of the design, it can be necessary to perform such tests at a reduced test-specific hydraulic energy, in order to avoid inadmissible hydraulic loads or resonance conditions. Therefore, it is important to determine the natural frequency in water of such measuring components.

Sometimes it is preferable to prepare additional measuring components, which are only installed for hydraulic load tests, so that the main hydraulic performance tests can be done without limitations and without risk of damaging measuring components.

7.4.1.4 Signal processing

The measuring signal from calibration and/or measurement can be recorded manually or automatically. However, for extensive measurements with many test points or many measuring components, automatic data acquisition is recommended. This also facilitates the data-processing and display of tests results in the same way as for pressure fluctuation (see 7.2.2.7).

7.4.2 Guide vane torque

7.4.2.1 Definitions

The purpose of the measurements is to determine the magnitude and direction of moments acting on the guide vane as a function of the various operating conditions to be used for the mechanical design of the components.

For each operating point, a mean value guide vane torque T_G is determined, which can be used to calculate a dimensionless guide vane torque factor $T_{G,ED}$ or $T_{G,QD}$.

Guide vane torque factor (see 3.4.14.5):

$$T_{G,ED} = \frac{T_G}{\rho D^3 E}$$

Or, when considering flow in the guide vane channel the following coefficient can be used:

$$T_{G,QD} = \frac{T_G D}{\rho Q^2}$$

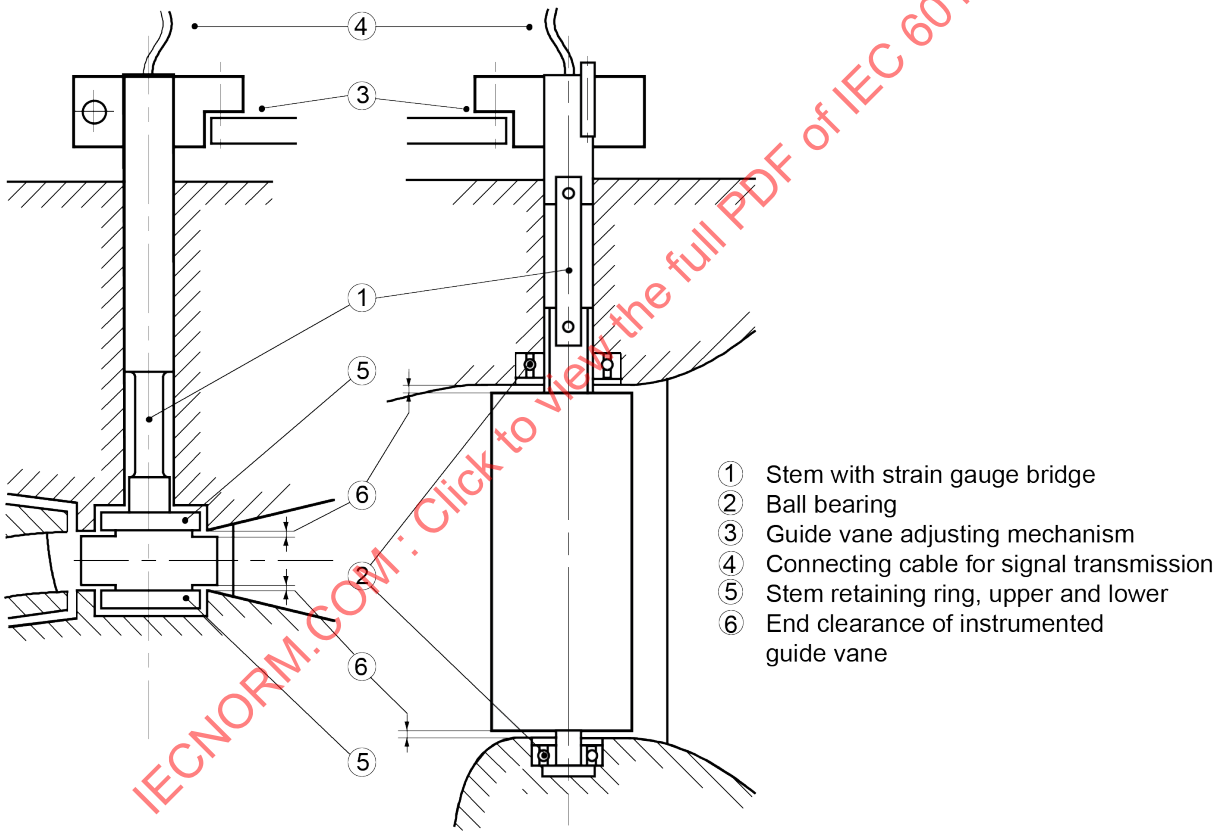
IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.4.2.2 Measuring methods

In most cases, the hydraulic torque acting on a guide vane is determined by measuring the torsional deformation of the guide vane stem using bonded strain gauges. The upper end of the measuring stem is fixed into the adjusting mechanism of the guide vane. It is possible to use the normal guide vane stem, often with a reduced diameter, or to replace the normal stem by a special measuring stem, sometimes of a different material with a suitable elastic modulus and load hysteresis. Figure 108 illustrates two typical design examples.

In order to avoid disturbing effects by friction due to lateral and/or axial hydraulic forces, special attention shall be paid to the design of the support of the measuring stem (for example ball bearings can be applied) and to the guide vane end clearances, which can be increased for the torque measurement. The design of the guide vane disks (if any) shall be such that during measurement no disturbing axial thrust can result.

If the measuring section is not located in dry air, it is important that a good surface protection against humidity is applied. The electric insulation resistance should be checked periodically.



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 108 – Design examples for torque measuring guide vanes

Experiences from many tests demonstrate that owing to hydraulic and/or structural design, the inflow and outflow conditions for distributors of reaction machines can change along the circumference of a spiral case or of an intake of a tubular turbine. Therefore, the torque shall be measured on several guide vanes located at representative circumferential positions:

a) for a spiral case: at least four instrumented guide vanes, with one in the zone influenced by the nose vane and one opposite to it with the others placed as needed;

b) for a semi-spiral case: at least four instrumented guide vanes normally located 90° from one another along the semi-spiral;

c) for a tubular turbine: two in the zone influenced by the bulb support or by the pit and one in the perpendicular direction.

When similar test data already show the circumferential influence, it can be agreed that only one or two measuring guide vanes are used.

When the number of stay vanes and guide vanes are different, the torque shall be measured on two adjacent guide vanes, unless data of similar arrangements are available which show no significant differences between two adjacent guide vanes.

If the impact of a misaligned guide vane on the neighbouring guide vane torques shall be established, it is necessary to measure the torque on three adjacent guide vanes, whereby the one in the middle is misaligned.

7.4.2.3 Calibration

For calibration, static loads are usually applied on the measuring guide vane in opening and closing directions by means of a known lever arm and certified masses. The calibration can be made with the guide vane installed in the model machine or by installing the guide vane in a special calibration system.

The stability of the no-load operating point and the hysteresis due to loading and unloading shall be checked, as well as the drift of the measuring signal under constant load.

7.4.2.4 Influence of external phenomena

It is important that only the hydraulic forces acting on the model guide vanes are considered. The mechanical friction shall be characterized and taken into account accordingly for the measurements.

7.4.2.5 Checks before and during measurement

It is recommended that after installation of the guide vane in the model, a check loading is made (especially when the guide vane was calibrated in a separate calibration device) in order to prove the correct mechanical installation (no friction) and to check the processing of the measuring signal and the sign for the opening and closing tendency.

Preliminary tests including a rotational speed variation shall demonstrate that filtering the noise of the measuring signal does not affect the signal itself and that resonance conditions are avoided. Before and after each test series, the measuring signal at zero-load shall be recorded and checked.

7.4.2.6 Test programme

In turbine operation, the main governing parameter is the discharge factor or guide vane opening. The speed factor influence is small and practically negligible for high specific speed turbines. It is often sufficient to measure the guide vane torque only at the limits of the operating range defined by the specified values E_{nDmax} and E_{nDmin} (see Figure 109).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

For higher specific speed Francis turbines and for axial turbines, it is sufficient to measure the guide vane torque only at one constant specified value E_{nD} within the operating range. In this case, the evaluation shall be made by using the guide vane torque coefficient $T_{G,QD}$ defined in 7.4.2.1. The influence of Thoma number is negligible; therefore, the test should be performed at ambient sigma.

The number of test points shall be increased if the extended operating range is to be investigated for transient analysis of the machine.

If guide vane torques are measured with a misaligned guide vane, it is important to agree on the possible geometric configurations and hydraulic operating conditions so that the measuring programme does not become too extensive.

7.4.2.7 Graphical presentation of results

For normal operation in turbine or pump mode, the guide vane torque or the corresponding factor is usually represented versus the guide vane angle at defined hydraulic conditions (e.g. at a selected E_{Psp}). Moreover, in pump mode the relevant value of the guide vane torque or of the corresponding factor usually corresponds to the envelope curve E_{nD} versus Q_{nD}.

Guide vane torques occurring in one or more quadrants (see 7.5.2) are usually measured at several constant guide vane angles and are presented as a function of the speed factor n_{ED} or discharge factor Q_{ED}.

Examples of test results are presented in Figure 109, Figure 110, and Figure 111.

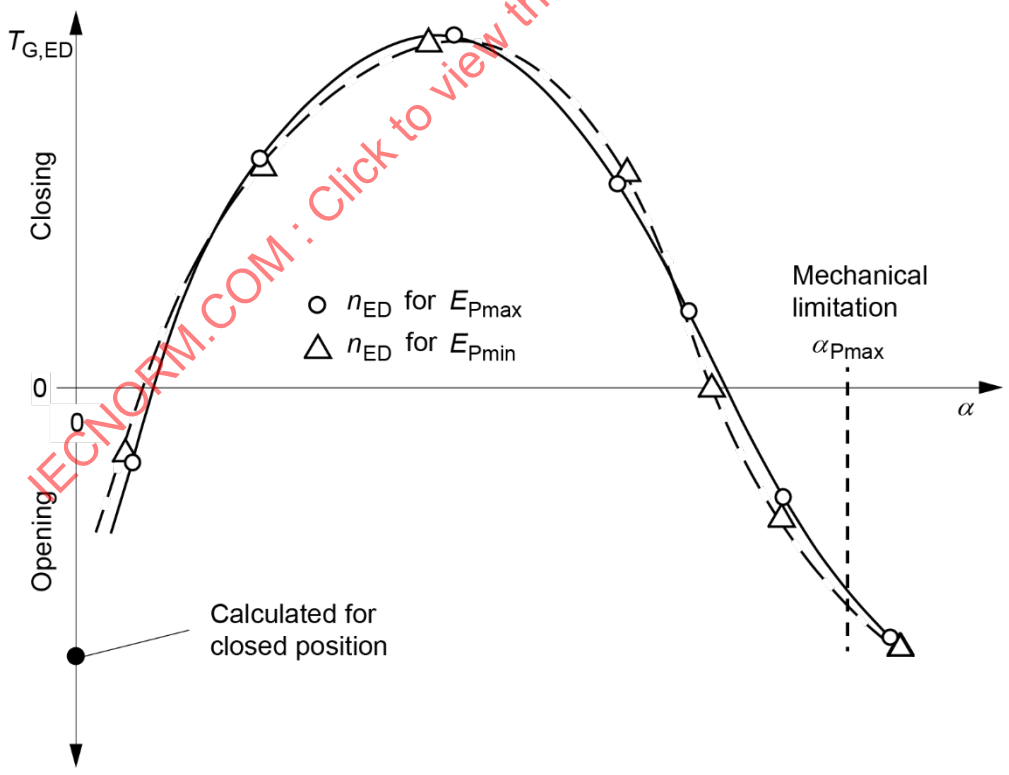


Figure 109 – Guide vane torque factor versus guide vane angle measured at different constant specific hydraulic energies in turbine mode

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

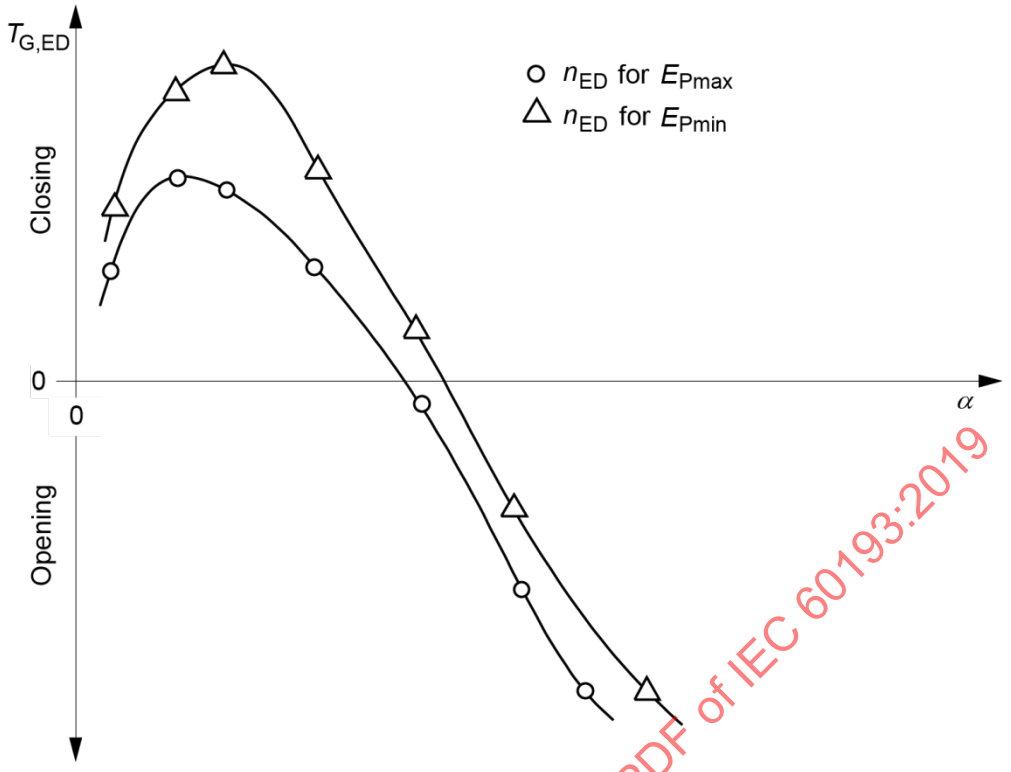


Figure 110 – Guide vane torque factor versus guide vane angle measured at different constant specific hydraulic energies in pump mode

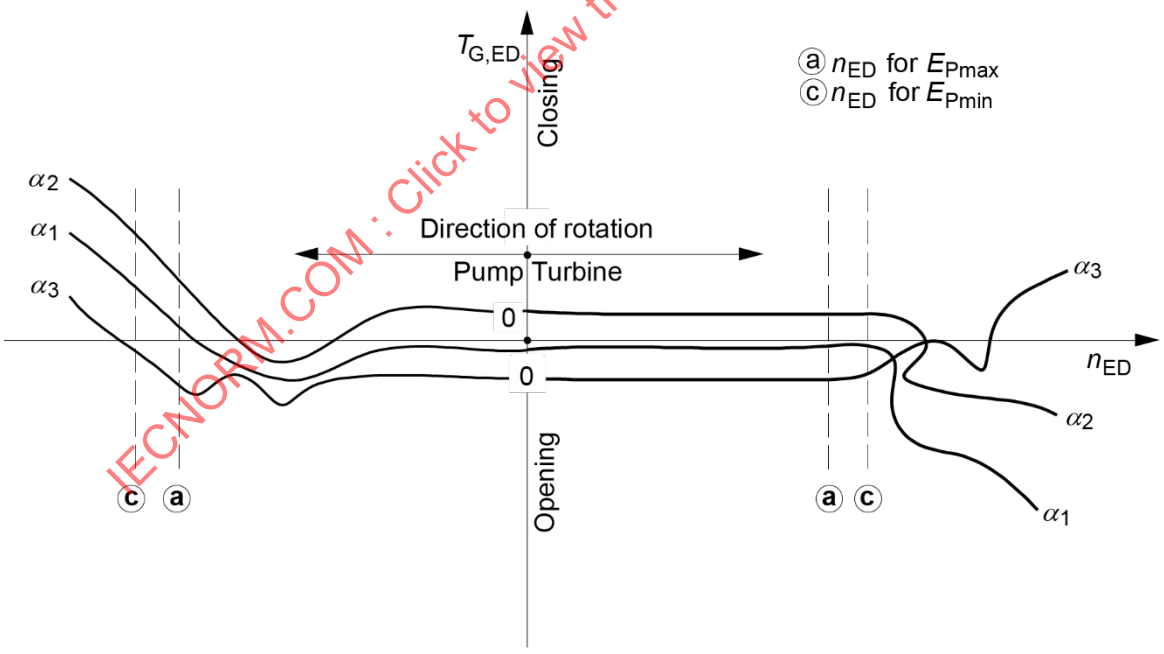


Figure 111 – Guide vane torque factor versus speed factor measured at different constant guide vane angles in the four quadrants of a pump-turbine

7.4.2.8 Transposition to prototype

Based on hydraulic similarity conditions, the prototype static guide vane torque can be calculated either using one of the torque factors or the absolute model values:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

$$T_{G,P} = T_{G,M}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \frac{E_P}{E_M}\frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{G,ED} D_P^3 E_P \rho_P$$

or

$$T_{G,P} = T_{G,M}\left(\frac{Q_P}{Q_M}\right)^2 \frac{D_M}{D_P}\frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{G,QD} Q_P^2 \frac{1}{D_P}\rho_P$$

It is to be noted that the resulting hydraulic prototype guide vane torque does not include friction in the guide vane bearing, seals and adjustment mechanism. Usually, the bearing friction torque is rather small due to vibrations of the guide vanes, whereas the friction in the adjusting mechanism linking guide vanes and servo motor(s) is more important. The total amount of prototype friction torque is to be determined by calculation or by experience from site measurements.

In most cases the guide vane torque fluctuations measured on the model should not be directly transposed to prototype conditions without applying corrections because of the following aspects:

a) the hydroelastic similarity laws are not fulfilled;

b) damping effects due to water added mass and bearing design are different;

c) the ratios of excitation frequencies and natural frequencies are different.

7.4.2.9 Uncertainty

The uncertainty of model guide vane torque results is influenced by the following factors:

a) hysteresis of the calibration curve of the instrumented guide vanes;

b) repeatability and drift of the zero torque point;

c) influence of any friction effects.

With good measurement conditions, it is possible to determine the mean values of model hydraulic torque with an uncertainty of about ±5 % of the maximum mean values. The uncertainty in corresponding derived prototype values is about ±5 % to ±10 % of the maximum prototype mean value.

Amplitudes of guide vane torque fluctuations of the model in normal operation can be determined with an uncertainty smaller than about ±10 %, whereas predicted prototype values can have an uncertainty up to ±50 % to ±100 %.

The zero torque guide vane angles, if any, can be determined with an uncertainty smaller than ±1° on the model and can be predicted for the prototype with an uncertainty of about ±2°. This zero torque angle can vary along the circumference depending on the variation of inflow and/or outflow conditions.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.4.3 Runner blade torque

7.4.3.1 Definitions

The purpose of the measurements is to determine the magnitude and direction of moments as a function of the various operating conditions of the machine. These measurements are to be used for the mechanical design of the components of diagonal and axial type machines with adjustable runner/impeller blades.

For each operating point, the measured torque on the model will give the total blade torque T_{Btot} which includes the hydraulic torque T_{Bh} and the torque due to centrifugal effect T_{Bc}. The objective is to isolate the hydraulic torque to eventually calculate the dimensionless torque factor $T_{Bh,ED}$.

Consequently, for each operating point the hydrodynamic blade torque T_{Bh} is the difference between the measured torque T_{Btot} and the torque due to centrifugal effects T_{Bc}:

$$T_{Bh} = T_{Btot} - T_{Bc}$$

This can be used to define the blade torque factor or the blade torque coefficient (see 3.4.14.5 and 3.4.14.6):

Hydraulic blade torque factor:

$$T_{Bh,ED} = \frac{T_{Bh}}{\rho D^3 E}$$

Runner blade torque coefficient due to centrifugal effects:

$$T_{Bc,nD} = \frac{T_{Bc}}{\rho_B n^2 D^5}$$

where ρ_B is the density of blade material.

The measured torque is a result of the hydraulic pressure distribution around the blade and of the momentum due to the resulting centrifugal force which normally does not act in direction of the blade-trunnion centreline. When different blade materials are used for model and prototype, it is necessary to separate both torque components.

7.4.3.2 Measuring methods

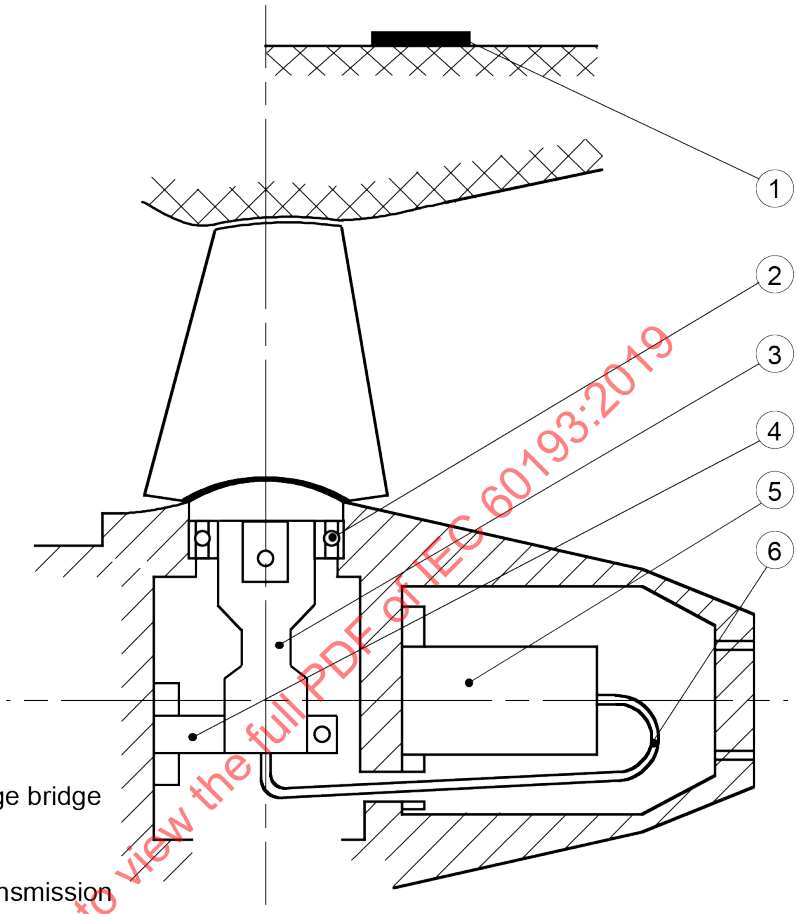
The runner blade torque is usually measured on one blade. The hydraulic torque acting on a runner or impeller blade is determined by measuring the torsional deformation of the blade trunnion using bonded strain gauges. The end of the trunnion is fixed inside the hub. It is possible to use the normal trunnion, often with a reduced diameter, or to replace the normal trunnion by a special measuring trunnion, sometimes of a different material with a suitable elastic modulus and load hysteresis. Figure 112 illustrates a design example using telemetry.

The arrangement shall be such that only the torsional strain is measured.

The measuring signal from the hub is transmitted either through the shaft to slip rings or by telemetry to the acquisition system.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

If the measuring section is not located in dry air, it is important that a good surface protection against humidity is applied. The electric insulation resistance should be checked periodically.



① Receiver antenna
② Ball bearing
③ Clamped stem with strain gauge bridge
④ Clamping plate
⑤ Transmitter device
⑥ Connecting cable for signal transmission

Figure 112 – Example for runner blade torque measuring arrangement using telemetry

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.4.3.3 Calibration

For calibration, static loads are usually applied on the instrumented runner blade in opening and closing directions by means of a known lever arm and certified masses. The calibration can be made with the instrumented blade installed in the hub or by installing the instrumented blade in a special calibration device.

The stability of the zero torque point and the hysteresis due to loading and unloading shall be checked, as well as the drift of the measuring signal under constant load.

7.4.3.4 Influence of external phenomena

Thoma number may have an influence on blade torque measurements, especially under high discharge conditions.

In order to avoid disturbing effects by friction, the measuring trunnion can be supported by ball bearings, and the blade-hub and tip clearances can be increased.

7.4.3.5 Checks before and during measurement

It is recommended that after installation of the instrumented runner blade in the model, a check loading is made at standstill (especially when the runner blade was calibrated in a separate calibration device) in order to prove the correct mechanical installation (no friction) and to check the processing of the measuring signal and the sign for opening and closing tendency.

Preliminary tests, including a rotational speed variation, shall demonstrate that filtering the noise of the measuring signal does not affect the signal itself and that resonance conditions are avoided. Before and after each test series, the measuring signal at zero-load shall be recorded and checked.

7.4.3.6 Test programme

On most models, the runner blade angle is adjusted manually at stand still. As a consequence, runner blade torque tests are performed at selected constant runner blade angles whereas a hydraulic parameter, e.g. the speed factor n_{ED}, and the guide vane angle are varied systematically, covering the whole range of interest.

For a double-regulated machine, the runner blade torque depends on the runner blade angle, guide vane angle and on the operating point. During normal operation, runner blade and guide vane angles are at on-cam positions. In transient conditions, off-cam position occurs. Therefore, it is necessary to measure blade torque for these off-cam operating conditions.

In most cases, the tests are performed at high Thoma number values, i.e. $\sigma > \sigma_{pl}$. However, at large discharge values, cavitation on the runner blades can affect the resulting blade torque. Therefore, at some selected operating points, the influence of Thoma number on runner blade torque can also be checked.

It is recommended to determine the blade torque due to centrifugal effects separately, by means of a test with the runner spinning in air with different rotational speeds and blade angles or by appropriate calculation.

7.4.3.7 Graphical presentation of results

For normal turbine mode operation the runner blade torque or the corresponding factor is usually represented for each runner blade angle as a function of the speed factor n_{ED} or discharge factor Q_{ED} for different constant guide vane openings. An example of test results is presented in Figure 113.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

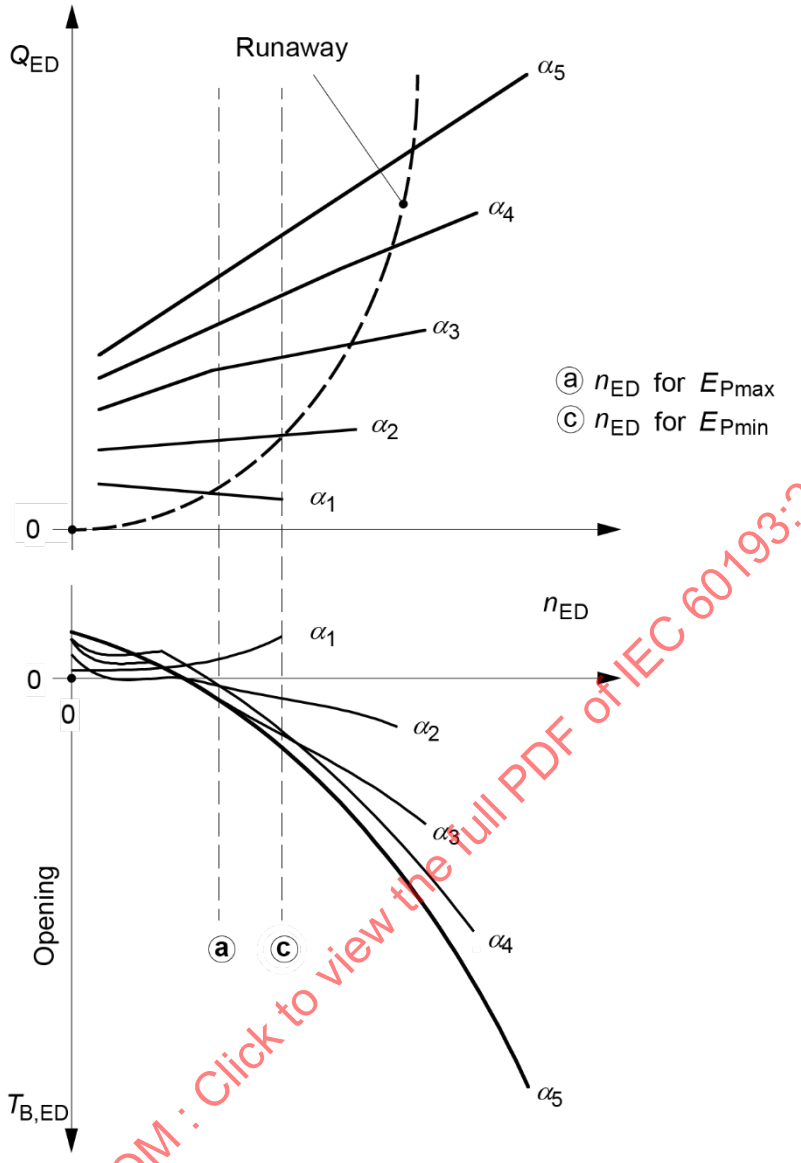


Figure 113 – Performance and hydraulic runner blade torque characteristics of an axial turbine measured at one constant runner blade angle β and various constant guide vane angles α

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.4.3.8 Transposition to prototype

Based on hydraulic similarity conditions, the mean prototype runner blade torque can be calculated either using the torque factors/coefficients or the absolute model values.

Hydraulic prototype runner blade torque:

$$T_{Bh,P} = T_{Bh,M}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \frac{E_P}{E_M}\frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{Bh,ED} D_P^3 E_P \rho_P$$

Prototype runner blade torque due to centrifugal effects:

$$T_{\mathrm{Bc,P}} = T_{\mathrm{Bc,M}} \left(\frac{D_{\mathrm{P}}}{D_{\mathrm{M}}} \right)^5 \frac{n_{\mathrm{P}}^2}{n_{\mathrm{M}}^2} \frac{\rho_{\mathrm{P}}}{\rho_{\mathrm{M}}} = T_{\mathrm{Bc,nD}} D_{\mathrm{P}}^5 n_{\mathrm{P}}^2 \rho_{\mathrm{P}}$$

Total prototype runner blade torque:

$$T_{\mathrm{Btot,P}} = T_{\mathrm{Bh,P}} + T_{\mathrm{Bc,P}}$$

The hydraulic prototype runner blade torque does not include friction in the runner blade bearings and seals nor in the adjusting mechanism. Usually, the bearing friction torque is rather small due to vibrations of the runner blades, whereas the friction in the adjusting mechanism linking runner blades and servo motor(s) is more important. The total amount of prototype friction torque is to be determined by calculation or by experience from site test.

In most cases, the runner blade torque fluctuations measured on the model should not directly be transposed to prototype conditions without applying corrections because of the following aspects:

a) the hydroelastic similarity laws are not fulfilled;

b) damping effects due to water added mass and bearing design are different;

c) the ratios of exciting frequencies and natural frequency are different.

7.4.3.9 Uncertainty

The uncertainty of model runner blade torque results is influenced by the following factors:

a) hysteresis of the calibration curve of the instrumented runner blade;

b) repeatability and drift of the zero torque point;

c) influence of any friction effects;

d) influence of cavitation.

With good measurement conditions, it is possible to determine the mean values of model hydraulic torque with an uncertainty smaller than about ±5 % of the maximum mean values. The uncertainty in corresponding derived prototype values is about ±5 % to ±10 % of the maximum prototype mean values.

Amplitudes of runner blade torque fluctuations on the model in normal operation can be determined with an uncertainty smaller than about ±10 %, whereas predicted prototype values can have an uncertainty of up to about ±50 % to ±100 %.

7.4.4 Pelton needle force and deflector torque

7.4.4.1 General

In most cases, it is not necessary to measure needle forces and deflector torques because either sufficient data are available from model or site tests or the data can be calculated.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.4.4.2 Definitions

For each operating point, a mean value F_N and/or T_D is determined which can be used to calculate a dimensionless needle force factor $F_{N,ED}$ and/or a dimensionless torque factor $T_{D,ED}$.

Definition of needle force factor (see 3.4.14.7):

$$F_{N,ED} = \frac{F_N}{\rho D^2 E}$$

Instead of the runner diameter D, the nozzle orifice diameter d (see Figure 19) can be used for definition of the needle force factor $F_{N,Ed}$:

$$F_{N,Ed} = \frac{F_N}{\rho d^2 E}$$

Definition of deflector torque factor (see 3.4.14.5):

$$T_{D,ED} = \frac{T_D}{\rho D^3 E}$$

7.4.4.3 Measuring methods

7.4.4.3.1 General

In multi-jet Pelton turbines, it is sufficient to measure the hydraulic load on only one needle and/or one deflector, because the flow differences between the various nozzles are not significant for these measurements.

If the measuring section is not located in dry air, it is important that a good surface protection against humidity is applied. The electric insulation resistance should be checked periodically.

7.4.4.3.2 Needle force

The hydraulic force acting on the needle can be directly measured by means of a load cell fixed inside the inner servomotor and mechanically connected to the rod end of the needle. It is also possible to extend the needle rod through the distributor such that the load cell can be fixed outside. In addition, the static pressure should be recorded in the nozzle body to consider a possible force resulting from different diameter ratios between nozzle opening and needle rod on model and prototype.

7.4.4.3.3 Deflector torque

The hydraulic torque acting on the deflector can be determined by measuring deformations with strain gauges applied at its supporting structure or adjusting mechanism in the case that no bearing is involved.

7.4.4.4 Calibration

Preferably, the calibration is made with the same measuring arrangement as used for the tests in order to check and/or to consider the friction forces of the bearing and seal system.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

To calibrate the load cell installed on the needle rod (see 7.4.4.3.2), it is loaded statically with certified masses.

Provisions shall be made to apply on the deflector known forces or torques using a calibrated load cell or certified masses. In case of a force, it is important to determine its direction and the distance to the pivot (length of the lever arm).

7.4.4.5 Influence of external phenomena

The design of the measuring arrangement shall be such that the force or torque measurement is not significantly affected by friction effects.

In case of horizontal shaft Pelton turbines, deflector torque includes both hydraulic torque and gravitational torque acting on the deflector. The hydraulic torque is obtained from the total measured torque by removing the gravitational torque measured beforehand in air.

7.4.4.6 Checks before and during measurement

Before and after each test series, the measuring signal at standstill (nozzle not completely closed, deflector not touching its stop) shall be recorded and checked. Preliminary tests shall demonstrate that the force factor and/or torque factor are not dependent on the test-specific hydraulic energy.

7.4.4.7 Test programme

The needle force and the deflector torque mainly depend on their position and on the discharge. There is also an impact of the splashing water in the housing on the deflector torque. The speed factor of the runner has no influence on the needle force and only a small influence on the deflector torque. Needle force and deflector torque can therefore be determined by one test series, where the stroke is varied systematically from closed to fully open position, and at some selected stroke positions the deflector angle is also varied. The test can be performed under reduced specific hydraulic energy.

7.4.4.8 Graphical presentation of results

Usually, the needle force factor is represented as a function of the needle stroke s referred for example to the nozzle orifice diameter: $F_{N,Ed} = f\,(s\,/\,d)$. At closed position of the nozzle, $s = 0$. An example is presented in Figure 114.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

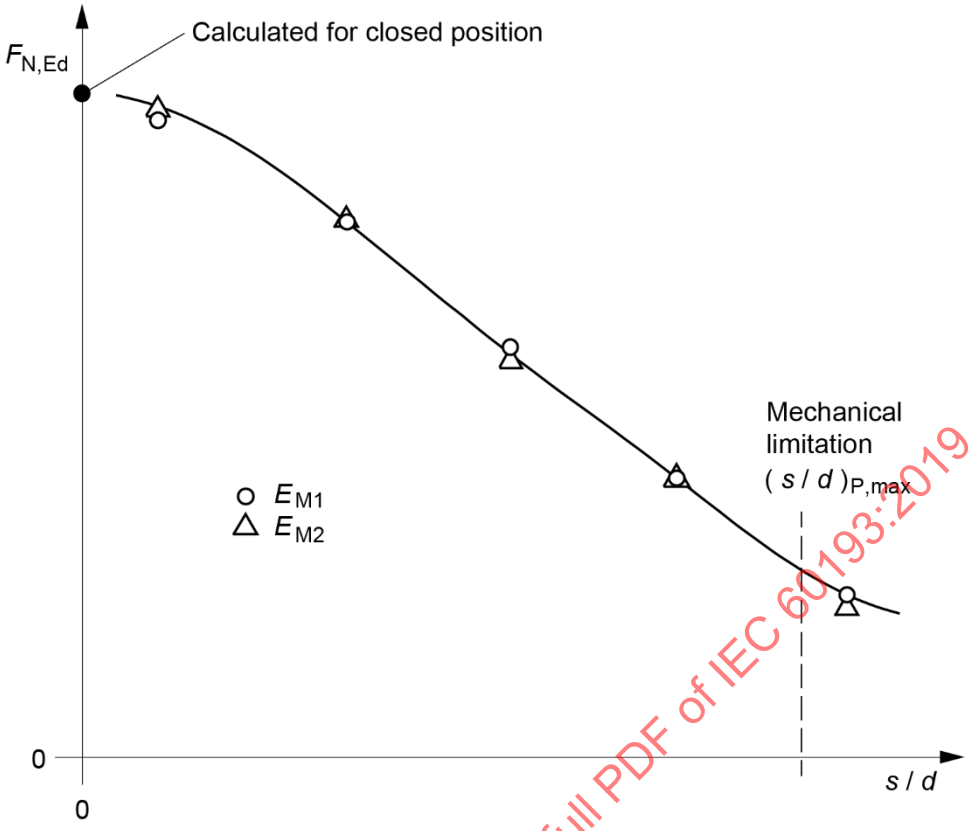


Figure 114 – Pelton needle force factor as a function of relative needle stroke

Usually, the deflector torque factor is represented as a function of the deflector position.

Based on hydraulic similarity conditions, the prototype needle force and/or deflector torque can be calculated using either the force and/or torque factors or the absolute model values.

Calculation of hydraulic prototype needle force:

$$F_{N,P} = F_{N,M}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \frac{E_P}{E_M}\frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{N,ED} D_P^2 E_P \rho_P$$

If needle rod diameters on model and prototype are non-homologous, a correction shall be applied to get the total force $F_{Ntot,P}$.

Calculation of hydraulic prototype deflector torque:

$$T_{D,P} = T_{D,M}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \frac{E_P}{E_M}\frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{D,ED} D_P^3 E_P \rho_P$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Because there is no impact of the flow in the runner on the needle, the fluctuations of the needle force are negligible. At fully opened position, the deflector is exposed to splashing water from the runner inducing torque fluctuations. At deflecting positions, torque fluctuations are mainly due to splashing water of the deflected jet. Since, in most cases, the hydraulic similarity with respect to the two-phase flow in the housing is not fulfilled, deflector torque fluctuations measured on the model should not be directly transposed to prototype conditions.

7.4.4.9 Uncertainty

The uncertainty in the measurement of model needle force and deflector torque is influenced by the following factors:

a) hysteresis of the calibration curve of the instrumented components;

b) repeatability and drift of the zero force or torque point;

c) influence of any friction effects.

With good measurement conditions, the mean values of the model deflector torque or of the needle force can be determined with an uncertainty of about ±5 % of the maximum mean values. The uncertainty in corresponding derived prototype values could be about ±5 % to ±10 % of the maximum prototype mean value.

7.5 Testing in an extended operating range

7.5.1 General

In addition to the determination of hydraulic characteristics of a machine in a limited range of specific hydraulic energies and discharges, it is also important to know its complete characteristics covering possible operating conditions outside the normal operating range. The most extended field of operation exists for pumps and pump-turbines due to two directions of discharge and two directions of rotation (four-quadrants operation).

As stated in 7.1.1, model tests do not reproduce transient operation of the prototype. However, the obtained data are meaningful and are a necessary input for the calculations of transient phenomena and loads for prototype design.

7.5.2 Four quadrants

A comprehensive representation of hydraulic characteristics of a hydraulic machine is given by a four-quadrant diagram. These four quadrants are defined in a speed-discharge axis system according to Table 13, Figure 115 and Figure 116. The modes of operation (see 7.5.3) are defined in each of these four quadrants according to the signs of both torque and specific hydraulic energy.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table 13 – Definition of quadrants and operating modes

Quadrant		Direction (sign)				Mode	Comments
Number	Name	*Q*	*n*	*E*	*T*		
1	Pump quadrant	-	-	-	-	Reverse turbine*	Special Case
				-	+	Brake*	Special Case
				+	+	Pump	
1/2	Speed axis	0	-	+	+	Zero discharge	
2	Brake quadrant	+	-	+	+	Pump brake	
2/3	Discharge axis	+	0	+	+	Zero speed	
3	Turbine quadrant	+	+	+	+	Turbine	
				+	0	Runaway	
				+	-	Turbine brake	
				-	-	Reverse rotation pump (axial machines only)*	Special Case
3/4	Speed axis	0	+	±	-	Zero discharge	
4	Reverse pump quadrant	-	+	+	-	Reverse rotation pump (radial machines only)	
				-	-	Brake*	Special Case
4/1	Discharge axis	-	0	-	-	Zero speed*	Special Case
* Special cases correspond to operating condition when the specific hydraulic energy is negative (see 7.5.4.1e))							

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

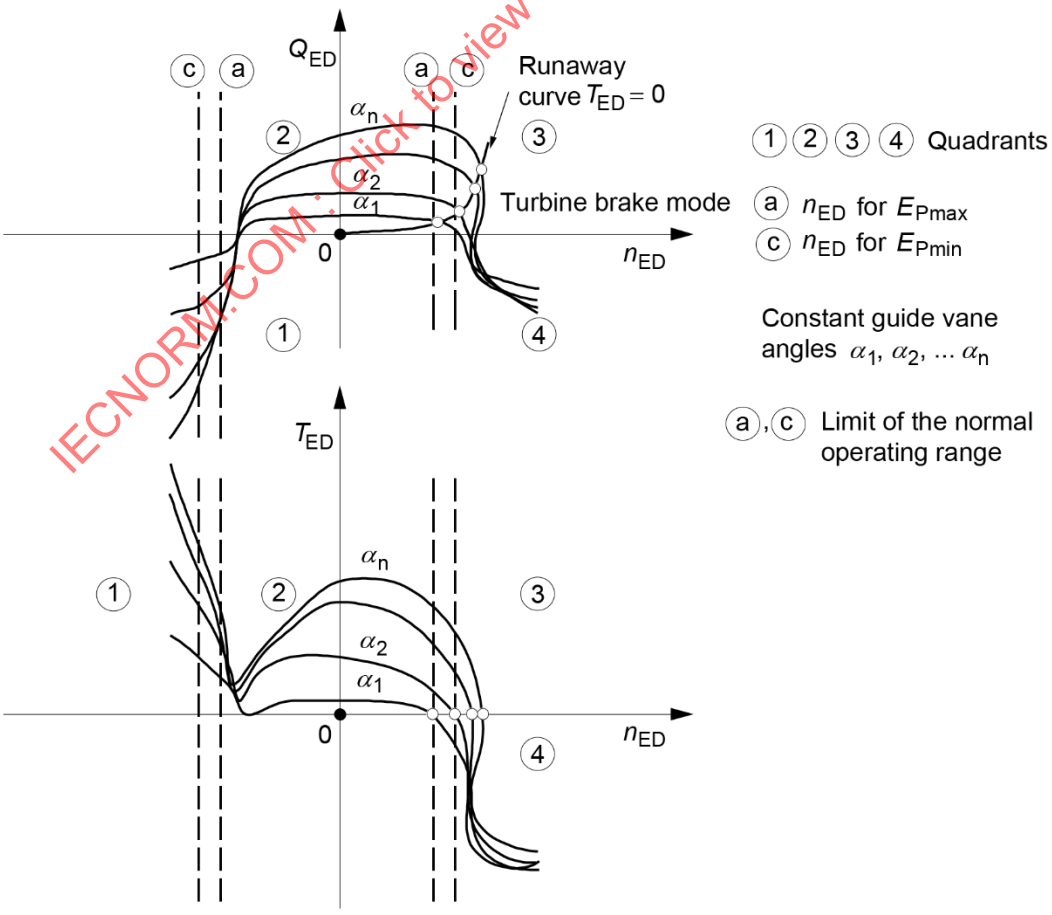


Figure 115 – Example of four quadrants operation of a radial-type pump-turbine

7.5.3 Operating modes (see Figure 116)

7.5.3.1 Pump mode

The pump mode is characterized by negative discharge and negative rotational speed (see operating point A). This point represents the normal mode for pump operation.

7.5.3.2 Pump brake mode

This mode is characterized by negative direction of rotation but positive direction of discharge (see operating point C). This mode is transient and occurs in case of load rejection in pump mode.

7.5.3.3 Turbine mode

This mode has positive direction of discharge and rotational speed and a positive torque is delivered to the machine shaft (see operating point E). This point represents the normal mode for turbine operation.

7.5.3.4 Runaway

This particular case, when there is zero torque, corresponds to turbine runaway (see operating point F). When runaway speed is equal to the synchronous rotational speed of the machine, the machine is in speed no-load condition.

7.5.3.5 Turbine brake mode

This mode has positive direction of discharge and rotational speed but negative torque (see operating point G).This mode occurs when the turbine is at runaway and the discharge is decreased by unsteady phenomena or by closing of the guide vanes, head gate or intake gate during load rejection (transient conditions).

7.5.3.6 Reverse rotation pump mode

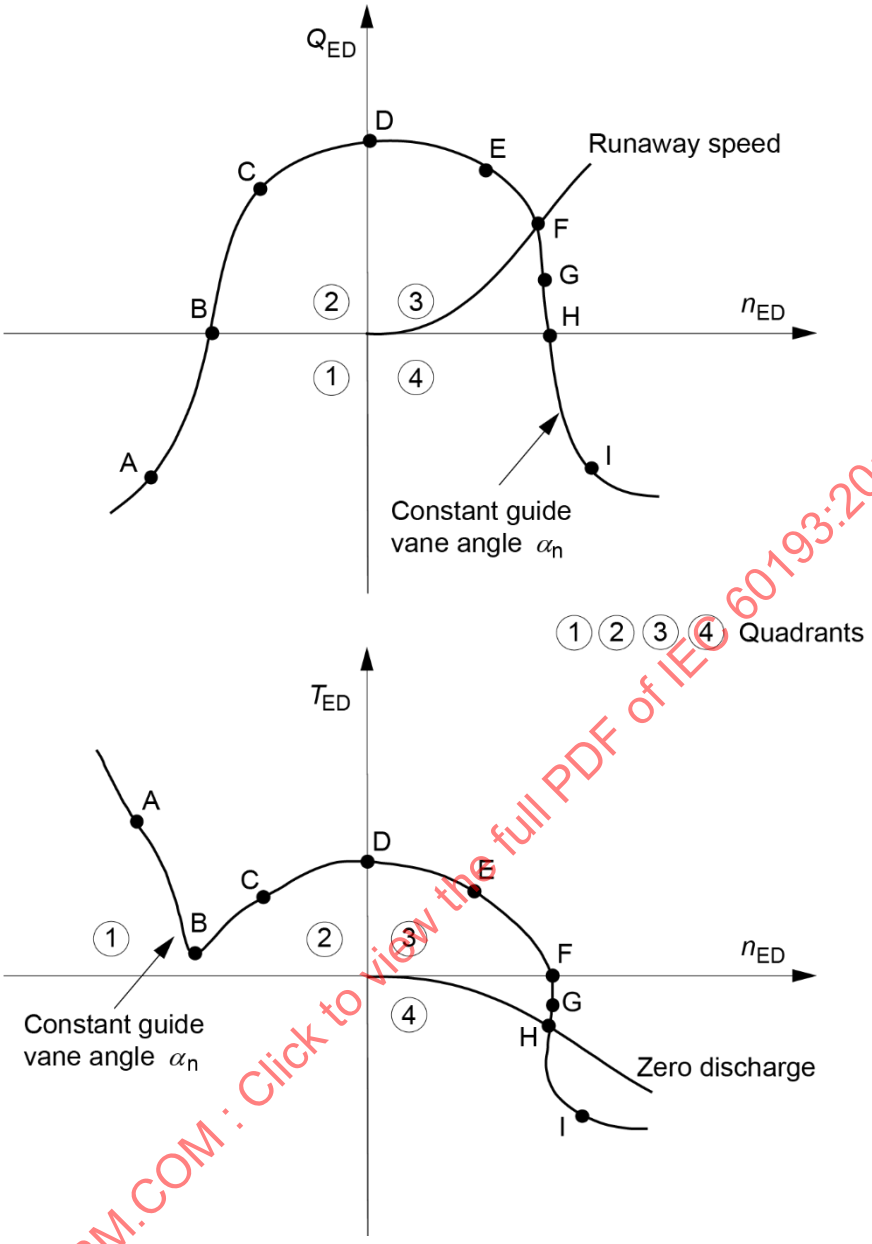
This mode is characterized by a positive direction of rotational speed. However, the direction of discharge is negative (see operating point I). This mode can only be reached in transient condition.

7.5.3.7 Operation at zero speed and zero discharge

Operation at the axes in n_{ED}-Q_{ED} diagrams are also of interest:

- the zero discharge specific hydraulic energy E_0 in pump mode (see operating point B);
- the zero speed discharge and break-away torque (see operating point D);
- the zero discharge specific hydraulic energy in turbine mode (see operating point H).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 116 – Chart illustrating the various operating modes

7.5.4 Scope of tests

7.5.4.1 Relevant modes of operation

Depending on the type of hydraulic machine, up to four quadrants are of interest:

a) impulse turbine: only turbine mode and turbine brake mode exist because flow and speed are always in the positive direction;

b) reaction turbine: depending on specific speed and on guide vane opening, reverse rotation pump mode should be studied in addition to normal turbine mode in order to characterize certain transient conditions such as load rejection and start up;

c) axial-type pump-turbine: operation in three quadrants is feasible. In addition to the normal operational quadrants (normal pump and turbine modes), the brake quadrant will be passed during transient conditions. Reverse pump quadrant cannot be reached;

d) radial-type pump or pump-turbine: operation in all four quadrants is feasible. In addition to the normal operational quadrants, the turbine brake mode and the reverse pump mode can be reached. The reverse pump mode occurs during transient conditions;

e) special cases (e.g. tidal power machines): The hydraulic energy might become negative during low tide period when the tailwater reservoir level is higher than sea level.

7.5.4.2 Performance data

All performance data measured within normal operating range testing can be used in combination with four quadrants testing measurements. The main hydraulic quantities to be measured are:

- specific hydraulic energy;
- discharge;
- shaft torque;
- rotational speed;
- net positive suction specific energy.

The intervals between the measured points can be considerably increased compared to those in the guaranteed range of operation. However, it is recommended to extend the testing range to the minimum and maximum possible guide vane and/or runner/impeller blade angles.

Hydraulic similarity laws still apply. However, secondary effects specific to model testing can influence the measured hydraulic characteristics. For example, the influence of cavitation should be assessed at key transition points (e.g. maximum runaway speed).

7.5.4.3 Additional hydraulic data

In addition to the above listed main hydraulic data, several other machine characteristics can be measured during the testing of the four quadrants as follows:

a) axial thrust
b) radial thrust;
c) pressure fluctuations;
d) hydraulic guide vane torque;
e) runner blade torque;
f) needle force;
g) deflector torque;
h) shaft torque fluctuations.

The extent of the additional hydraulic testing should be clearly defined prior to the test:

Specific requirements for above tests are discussed in 7.2.1 through 7.4 of this document. Some of these characteristics are measured simultaneously with the main hydraulic data. Others require the installation of additional sensors, data acquisition systems and components.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.5.5 Methods of testing in the extended operating range

7.5.5.1 General

To avoid damage to the model and test rig, the test specific hydraulic energy can be reduced while testing in the extended operating range. The measuring instrumentation used in the extended operating range is often the same as that used in the normal operating range. As a result, the errors in measurement can be higher than what would be allowable for normal operating range testing.

As model measurements in transient conditions are often used to calculate peak instabilities, it is necessary to define the transient curves as accurately as possible. This can require modifications to the test rig in order to better stabilize the system (e.g. stabilizing flow during low discharge conditions). Several simple modifications to the test rig can be performed as follows:

- installation of an adjustable dissipation valve on the main circuit;
- installation of a small diameter bypass pipe at the high-pressure side of the runner/impeller.

In practice, to obtain the operational characteristics in all four quadrants, separate tests are often performed at different times in the test schedule and the results are combined at the end of testing. Tests which could lead to damage on the model or test rig are often measured after all normal operating range testing has been completed. Some examples of individual tests are as follows:

- zero speed (rotating shaft is blocked);
- low or high n_{ED};
- low or high Q_{ED};
- runaway/speed no-load;
- turbine brake operation;
- zero discharge;
- reverse pump operation.

7.5.5.2 Runaway

For this type of testing, a reduced specific hydraulic energy is recommended in order to protect the measurement equipment. In addition, deviations from full homology (e.g. increased clearances between rotating and stationary parts of the model machine) are acceptable for the same reason. Special attention should be paid to the influence of Thoma number σ on the runaway characteristics, particularly with high-specific-speed machines.

For certain guide vane angles, it is required to test turbine brake and reverse pump modes to measure values beyond runaway condition in order to reach zero-discharge and transient negative discharge. Therefore, the motor/generator on the test rig needs to be operated in a motorized mode.

7.5.5.3 S-shape characteristics in turbine brake mode

Depending on the specific speed of a hydraulic reaction machine, the Q_{ED}-n_{ED} characteristics at constant guide vane opening can be S-shaped (see Figure 117). Therefore, testing under steady-state conditions can be difficult. In this case, fine adjustments to the discharge of the model are critical to defining the curve along the Q_{ED} axis. This can be obtained using one of the methods of flow regulation described in 7.5.5.1

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

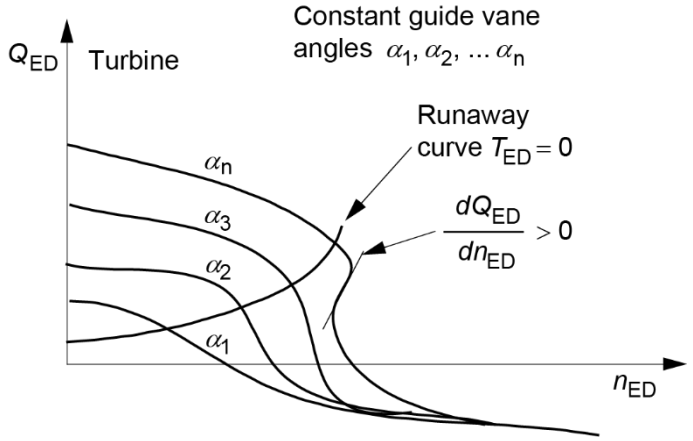


Figure 117 – S-shape characteristics in turbine brake mode

7.5.5.4 Pump characteristics in extended operating range

Depending on the design of a pump or pump-turbine, the slope of the E_{nD}-Q_{nD} curve can be positive in a limited range of discharge (see Figure 118). This positive slope can cause instability in operation. Therefore, this zone should be explored carefully, particularly for the specific hydraulic energy corresponding to the maximum specific hydraulic energy of the prototype under transient conditions.

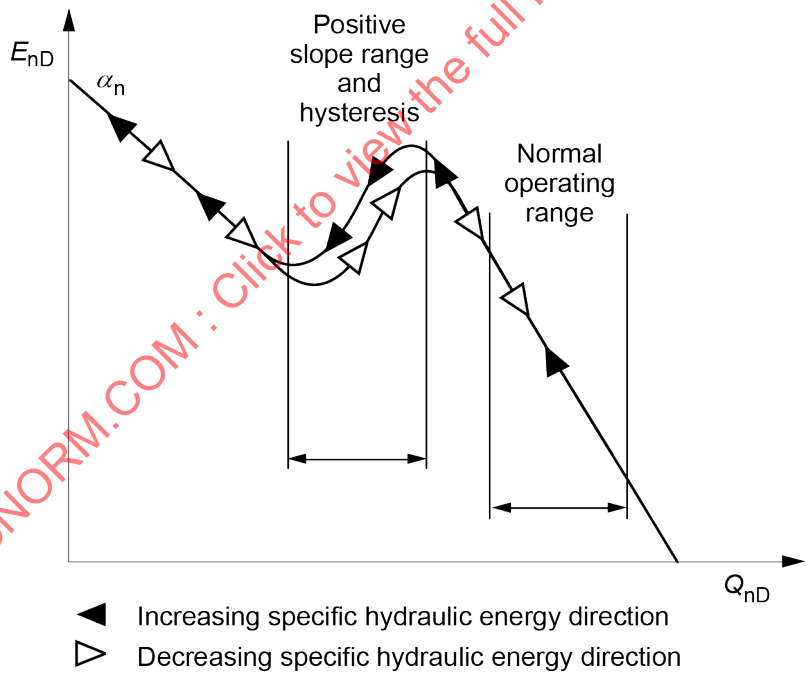


Figure 118 – Characteristic of a pump with positive slope range in a limited discharge range

This zone should be measured in two directions: the curve should be defined by first increasing the specific hydraulic energy, thereby decreasing the flow into the pump instability region (in the direction indicated by the solid black arrows); then measurements should be made by decreasing the specific hydraulic energy (in the direction indicated by the white arrows). Using this method, the hysteresis phenomenon that often occurs during pump start-up condition can be accurately measured. In practice, these curves are defined at multiple guide vane openings in order to determine the optimal start-up condition.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

As the instability range is often in the low discharge region, this test can require one of the methods of flow regulation as described in 7.5.5.1.

7.5.5.5 Zero discharge specific hydraulic energy

To keep the discharge exactly zero over the full range of guide vane opening, the test circuit has to be interrupted by a valve or a blind flange.

At zero discharge specific hydraulic energy, power input and also the amplitude and frequency of pressure fluctuation are often measured while the runner/impeller is spinning in water.

Another very specific scope of tests consists in measuring the shaft torque with the runner/impeller spinning in air with guide vanes closed but keeping the cooling water fed to the labyrinth seals.

It can be also of interest to test the power for an impeller spinning in air. The corresponding torques are low, so a high-sensitivity torque-measuring system is required. Measurements of shaft torque of an impeller spinning in air show increased uncertainties of up to ±10 %. Furthermore, the conversion of test results to the prototype conditions is questionable owing to the low Reynolds number in the model and the differences of the Froude number.

7.5.5.6 Zero speed discharge and break-away torque

For this specific test, it is necessary to block the model runner shaft. In the case of a hydrostatic bearing system, the rotating part has to be linked to the swinging system connected with the torque measuring instrument in order to determine the break-away torque. When a torque-meter is used, the rotating shaft has to be blocked against the stationary part of the system.

7.6 Differential pressure measurement in view of prototype index test

7.6.1 General

If index testing at the prototype machine (in pump or turbine mode) is anticipated, some additional measurements can be performed during model testing. This subclause only deals with index testing using differential pressure as an index value. Index tests in the model can never be a substitute for an absolute discharge measurement at the prototype.

Differential pressure measurement for index testing is made on a well-chosen pair of taps showing a significant pressure difference related to local kinetic energy.

According to IEC 60041:1991, the equation for index testing using differential pressure measurement can be written as:

$$Q = k\Delta p^{n}$$

where

- Δp is the differential pressure measured with a differential manometer or a differential pressure transducer connected between the taps,
- k is a constant (see 7.6.4), and
- n is a constant (see 7.6.4) with a theoretical value of 0,5.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

7.6.2 Purpose of test

The purposes of additional measurements in the model are:

a) to select a proper position of pressure taps giving a significant differential pressure;
b) to determine the maximum differential pressure to be expected at the prototype. This information enables a proper selection of instrumentation;
c) to check the stability of the differential pressure at the selected pressure taps;
d) to verify that the relationship between pressure difference and the discharge is not influenced by other operating parameters (e.g. guide vane opening, n_{ED}, etc.).

7.6.3 Execution of test

7.6.3.1 Pressure taps

Depending on the type of machine, different locations of pressure taps can be chosen. Typical examples are given in IEC 60041:1991.

The design of pressure taps shall be in accordance with the requirements stated in 6.3.3.

7.6.3.2 Instrumentation

Differential manometers or differential pressure transducers shall be selected to cover the complete range of expected differential pressure and used within their optimum measuring range.

7.6.3.3 Test procedure

To demonstrate that the chosen pair of pressure taps has been suitably located, the following procedures are recommended:

- vary model discharge by varying guide vane opening while maintaining constant specific hydraulic energy;
- in a second step vary discharge by varying specific hydraulic energy at a constant guide vane opening;
- in the case of double-regulated machines, the same procedure should be repeated for another blade angle in order to enlarge the range of discharge;
- in the case of pump operation, consistency of results should also be checked at different speed factors rather than by variation of guide vane opening.

It is possible to simultaneously measure these differential pressures and main hydraulic performance characteristics.

7.6.4 Analysis of test results

The exact values of k and n shall be derived from a linear regression, using the least square method, displaying the measured data in a $\lg(Q_M)$ versus $\lg(\Delta p_M)$ diagram (see Figure 119).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

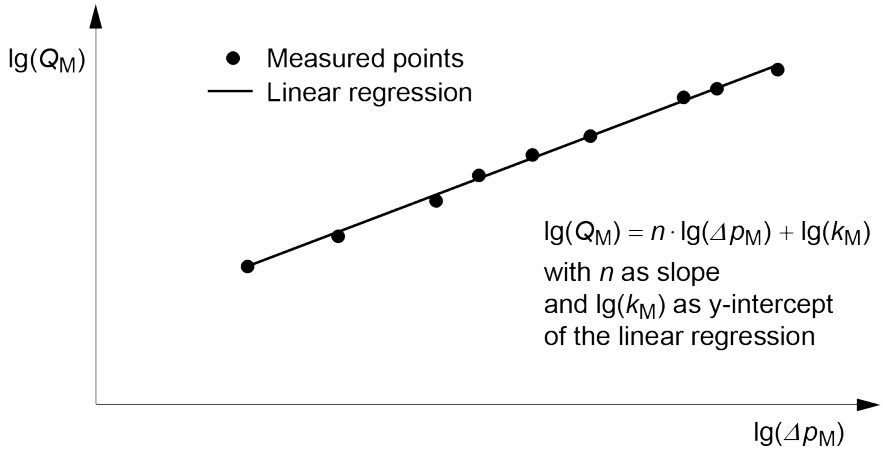


Figure 119 – Example of graphical representation of index test data

Suitability of a chosen pair of taps can be assumed if all the readings taken under various conditions of flow form a power function of discharge within the range of $0{,}48 \leq n \leq 0{,}52$. If the slope of the linear regression is out of this range, new pressure tap locations should be considered.

7.6.5 Transposition to prototype conditions

Model index testing cannot be used as an absolute determination of discharge at the prototype. It is only used to estimate prototype equipment measuring range. The following equations can be used to calculate the magnitude of differential pressure for the prototype:

$$Q_P = k_P \left(\Delta p\right)_P^{n_P}$$

$$Q_M = k_M \left(\Delta p\right)_M^{n_M}$$

with

$$k_P = k_M \left(\frac{D_P^{(3-2n_P)}}{D_M^{(3-2n_M)}} \right) \left(\frac{n_P^{(1-2n_P)}}{n_M^{(1-2n_M)}} \right)$$

If $n_P = n_M = n$, then

$$k_P = k_M \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^{(3-2n)} \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^{(1-2n)}$$

7.6.6 Uncertainty

Even under favourable circumstances, applicable tolerances for prototype fabrication and for location of pressure taps together with deviations in inflow conditions result in an uncertainty in the determination of prototype discharge based on model test results of about ±5 %.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Annex A
(informative)

Dimensionless terms

Definition in 3.4.13[c]					Relation to other existing definitions								
					I			II			III		
Clause	Term	Sym-bol	Definition	Relations	Sym-bol	Definition	Relation to term	Sym-bol	Definition	Relation to term	Sym-bol	Definition	Relation to term
3.4.13.1	Speed factor	n_{ED}	$\frac{nD}{E^{0,5}}$	$= \frac{1}{E_{nD}^{0,5}}$	n_{11}	$\frac{nD}{H^{0,5}}$ (n in min^{-1})	$\frac{1}{60g^{0,5}} n_{11}$	K_u	$\psi^{-0,5} = \frac{\omega D / 2}{\sqrt{2E^{0,5}}}$	$\frac{\sqrt{2}}{\pi} K_u$	ω_{ED}	$\frac{\omega D}{E^{0,5}}$	$\frac{\omega_{ED}}{2\pi}$
3.4.13.2	Discharge factor	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0,5}}$	$= \frac{Q_{nD}}{E_{nD}^{0,5}}$	Q_{11}	$\frac{Q_1}{D^2 H^{0,5}}$	$\frac{1}{g^{0,5}} Q_{11}$	K_{cm}	$\varphi\psi^{-0,5} = \frac{Q_1}{\pi (D/2)^2 (2E)^{0,5}}$	$\frac{\pi}{\sqrt{8}} K_{cm}$	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0,5}}$	a)
3.4.13.3	Torque factor	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	$= \frac{T_{nD}}{E_{nD}} = \frac{P_{ED}}{2\pi n_{ED}}$	T_{11}	$\frac{T_m}{D^3 H}$ (T_m in Nm)	$\frac{1}{\rho_1 g} T_{11}$	K_T	$\frac{T_m}{\rho_1 \pi (D/2)^3 E}$	$\frac{\pi}{8} K_T$	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	a)
3.4.13.4	Power factor	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1,5}}$ [a]	$= Q_{ED}\eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{Q_{ED}}{\eta_{hP}}$ (pump) $= P_{nD} / E_{nD}^{1,5} = P_{nD} n_{ED}^3$ $= 2\pi n_{ED} T_{ED}$	P_{11}	$\frac{P_m}{D^2 H^{1,5}}$ (P_m in kW)	$\frac{1000}{\rho_1 g^{1,5}} P_{11}$	K_P	$\frac{2P_m}{\rho_1 \pi (D/2)^2 (2E)^{1,5}}$	$\frac{\pi}{2^{1,5}} K_p$	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1,5}}$	a)
3.4.13.5	Energy coefficient	E_{nD}	$\frac{E}{n^2 D^2}$	$= \frac{1}{n_{ED}^2}$				ψ	$\frac{2E}{(\omega D/2)^2}$	$\frac{\pi^2}{2} \psi$	$E_{\omega D}$	$\frac{E}{\omega^2 D^2}$	$4\pi^2 E_{\omega D}$
3.4.13.6	Discharge coefficient	Q_{nD}	$\frac{Q_1}{nD^3}$	$= \frac{Q_{ED}}{\eta_{ED}} = Q_{ED} E_{nD}^{0,5}$				φ	$\frac{K_{cm}}{K_u} = \frac{Q_1}{\pi\omega (D/2)^3}$	$\frac{\pi^2}{4} \varphi$	$Q_{\omega D}$	$\frac{Q_1}{\omega D^3}$	$2\pi Q_{\omega D}$
3.4.13.7	Torque coefficient	T_{nD}	$\frac{T_m}{\rho_1 n^2 D^5}$	$= \frac{T_{ED}}{n_{ED}^2} = T_{ED} E_{nD} = \frac{P_{nD}}{2\pi}$				τ	$\frac{2T_m}{\rho_1 \pi \omega^2 (D/2)^5}$	$\frac{\pi^3}{16} \tau$	$T_{\omega D}$	$\frac{T_m}{\rho_1 \omega^2 D^5}$	$4\pi^2 T_{\omega D}$
3.4.13.8	Power coefficient	P_{nD}	$\frac{P_m}{\rho_1 n^3 D^5}$ [a]	$= E_{nD} Q_{nD} \eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{E_{nD} Q_{nD}}{\eta_{hP}}$ (pump) $= P_{ED} / n_{ED}^3 = P_{ED} E_{nD}^{1,5} = 2\pi T_{nD}$				λ	$\frac{2P_m}{\rho_1 \pi \omega^3 (D/2)^5}$	$\frac{\pi^4}{8} \lambda$	$P_{\omega D}$	$\frac{P_m}{\rho_1 \omega^3 D^5}$	$8\pi^3 P_{\omega D}$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Definition in 3.4.13[c]					Relation to other existing definitions								
					I			II			III		
Clause	Term	Sym-bol	Definition	Relations	Sym-bol	Definition	Relation to term	Sym-bol	Definition	Relation to term	Sym-bol	Definition	Relation to term
3.4.13.9	Thoma number	σ	$\frac{NPSE}{E}$	$= \frac{\sigma_{nD}}{E_{nD}} = \sigma_{nD} n_{ED}^2$									
3.4.13.10	Cavitation coefficient	σ_{nD}	$\frac{NPSE}{n^2 D^2}$	$= \sigma E_{nD} = \frac{\sigma}{n_{ED}^2}$				ψ_c	$\frac{2NPSE}{(\omega D/2)^2}$	$\frac{\pi^2}{2}\psi_c$			
3.4.13.11	Specific speed	n_{QE}	$\frac{nQ_1^{0,5}}{E^{0,75}}$	$= n_{ED} Q_{ED}^{0,5} = \frac{Q_{nD}^{0,5}}{E_{nD}^{0,75}}$	n_q [b]	$\frac{nQ_1^{0,5}}{H^{0,75}}$ (n in min^{-1})	$\frac{n_q}{60 g^{0,75}}$	ν	$\frac{\omega(Q_1/\pi)^{0,5}}{(2E)^{0,75}} = \frac{\varphi^{0,5}}{\psi^{0,75}}$	$\frac{\nu}{2^{0,25}\pi^{0,5}}$	ω_s	$\frac{\omega Q_1^{0,5}}{E^{0,75}}$	$\frac{\omega_s}{2\pi}$

a) Reference is made to the mechanical power of the runner/impeller, usually measured on the model.

b) The widely applied non-dimensionless specific speed n_q is a supplementary term which may also be applied to define the hydraulic machine. Also, $n_s = \frac{nP_m^{0,5}}{H^{1,25}}$ is applied for turbines.

c) Units: H (m); D (m); E (J kg^{-1}); n (s^{-1}); ρ (kg m^{-3}); T (N m); P (W); Q (m^3·s^{-1}).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Annex B
(normative)

Physical properties, data

Table B.1 – Acceleration due to gravity g ($m \cdot s^{-2}$)

Latitude φ	Altitude above mean sea level z m				
°	0	1 000	2 000	3 000	4 000
0	9,780	9,777	9,774	9,771	9,768
5	9,781	9,778	9,775	9,772	9,769
10	9,782	9,779	9,776	9,773	9,770
15	9,784	9,781	9,778	9,775	9,772
20	9,786	9,783	9,780	9,777	9,774
25	9,790	9,787	9,784	9,781	9,778
30	9,793	9,790	9,787	9,784	9,781
35	9,797	9,794	9,791	9,788	9,785
40	9,802	9,799	9,796	9,793	9,790
45	9,806	9,803	9,800	9,797	9,794
50	9,811	9,808	9,805	9,802	9,799
55	9,815	9,812	9,809	9,806	9,803
60	9,819	9,816	9,813	9,810	9,807
65	9,822	9,820	9,817	9,814	9,811
70	9,826	9,823	9,820	9,817	9,814

NOTE 1 Values for g are given as a function of latitude and altitude.

NOTE 2 Definition and formula: see 3.4.4.1 and 5.7.2.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table B.2 – Density of distilled water ρ_{wd} (kg·m^{-3}) *(1 of 2)*

Temperature θ	Absolute pressure p_{abs} 10^5 Pa							
°C	1	10	20	30	40	50	60	70
0	999,8	1 000,3	1 000,8	1 001,3	1 001,8	1 002,3	1 002,8	1 003,3
1	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
2	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
3	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
4	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
5	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,8	1 003,3
6	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,8	1 002,3	1 002,8	1 003,3
7	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,3	1 001,8	1 002,3	1 002,7	1 003,2
8	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,2	1 001,7	1 002,2	1 002,7	1 003,2
9	999,8	1 000,2	1 000,7	1 001,2	1 001,6	1 002,1	1 002,6	1 003,1
10	999,7	1 000,1	1 000,6	1 001,1	1 001,6	1 002,0	1 002,5	1 003,0
11	999,6	1 000,0	1 000,5	1 001,0	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9
12	999,5	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,3	1 001,8	1 002,3	1 002,7
13	999,4	999,8	1 000,3	1 000,7	1 001,2	1 001,7	1 002,1	1 002,6
14	999,2	999,7	1 000,1	1 000,6	1 001,1	1 001,5	1 002,0	1 002,4
15	999,1	999,5	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,8	1 002,3
16	998,9	999,4	999,8	1 000,3	1 000,7	1 001,2	1 001,7	1 002,1
17	998,8	999,2	999,6	1 000,1	1 000,6	1 001,0	1 001,5	1 001,9
18	998,6	999,0	999,5	999,9	1 000,4	1 000,8	1 001,3	1 001,7
19	998,4	998,8	999,3	999,7	1 000,2	1 000,6	1 001,1	1 001,5
20	998,2	998,6	999,1	999,5	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,3
21	998,0	998,4	998,9	999,3	999,8	1 000,2	1 000,7	1 001,1
22	997,8	998,2	998,6	999,1	999,5	1 000,0	1 000,4	1 000,9
23	997,5	997,9	998,4	998,8	999,3	999,7	1 000,2	1 000,6
24	997,3	997,7	998,1	998,6	999,0	999,5	999,9	1 000,4
25	997,0	997,4	997,9	998,3	998,8	999,2	999,7	1 000,1
26	996,8	997,2	997,6	998,1	998,5	999,0	999,4	999,9
27	996,5	996,9	997,4	997,8	998,3	998,7	999,1	999,6
28	996,2	996,6	997,1	997,5	998,0	998,4	998,9	999,3
29	995,9	996,3	996,8	997,2	997,7	998,1	998,6	999,0
30	995,7	996,1	996,5	996,9	997,4	997,8	998,3	998,7
31	995,3	995,7	996,2	996,6	997,1	997,5	997,9	998,4
32	995,0	995,4	995,9	996,3	996,8	997,2	997,6	998,1
33	994,7	995,1	995,5	996,0	996,4	996,9	997,3	997,7
34	994,4	994,8	995,2	995,7	996,1	996,5	997,0	997,4
35	994,0	994,4	994,9	995,3	995,8	996,2	996,6	997,1
36	993,7	994,1	994,5	995,0	995,4	995,8	996,3	996,7
37	993,3	993,7	994,2	994,6	995,0	995,5	995,9	996,3
38	993,0	993,4	993,8	994,2	994,7	995,1	995,5	996,0
39	992,6	993,0	993,4	993,9	994,3	994,7	995,2	995,6
40	992,2	992,6	993,1	993,5	993,9	994,4	994,3	995,2

NOTE 1 Values for ρ_{wd} are given as a function of temperature θ (°C) and absolute pressure p_{abs} (10^5 Pa).

NOTE 2 Definition and formula: see 3.4.4.4 and 5.7.3.1.3.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table B.2 *(2 of 2)*

Temperature θ	Absolute pressure p_{abs} 10^5 Pa							
°C	**80**	**90**	**100**	**110**	**120**	**130**	**140**	**150**
0	1 003,8	1 004,3	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
1	1 003,9	1 004,3	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
2	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
3	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
4	1 003,8	1 003,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,7	1 007,2
5	1 003,8	1 004,3	1 004,8	1 005,3	1 005,7	1 006,2	1 006,7	1 007,2
6	1 003,8	1 004,2	1 004,7	1 005,2	1 005,7	1 006,2	1 006,2	1 007,1
7	1 003,7	1 004,2	1 004,7	1 005,1	1 005,6	1 006,1	1 006,5	1 007,0
8	1 003,6	1 004,1	1 004,6	1 005,0	1 005,5	1 006,0	1 006,5	1 006,9
9	1 003,5	1 004,0	1 004,5	1 005,0	1 005,4	1 005,9	1 006,4	1 006,8
10	1 003,4	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,2	1 006,7
11	1 003,3	1 003,8	1 004,3	1 004,7	1 005,2	1 005,6	1 006,1	1 006,6
12	1 003,2	1 003,7	1 004,1	1 004,6	1 005,0	1 005,5	1 006,0	1 006,4
13	1 003,1	1 003,5	1 004,0	1 004,4	1 004,9	1 005,4	1 005,8	1 006,3
14	1 002,9	1 003,4	1 003,8	1 004,3	1 004,7	1 005,2	1 005,7	1 006,1
15	1 002,7	1 003,2	1 003,7	1 004,1	1 004,6	1 005,0	1 005,5	1 005,9
16	1 002,6	1 003,0	1 003,5	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8
17	1 002,4	1 002,8	1 003,3	1 003,8	1 004,2	1 004,7	1 005,1	1 005,6
18	1 002,2	1 002,7	1 003,1	1 003,6	1 004,0	1 004,5	1 004,9	1 005,4
19	1 002,0	1 002,4	1 002,9	1 003,3	1 003,8	1 004,2	1 004,7	1 005,1
20	1 001,8	1 002,2	1 002,7	1 003,1	1 003,6	1 004,0	1 004,5	1 004,9
21	1 001,6	1 002,0	1 002,5	1 002,9	1 003,3	1 003,8	1 004,2	1 004,7
22	1 001,3	1 001,8	1 002,2	1 002,7	1 003,1	1 003,5	1 004,0	1 004,4
23	1 001,1	1 001,5	1 002,0	1 002,4	1 002,9	1 003,3	1 003,7	1 004,2
24	1 000,8	1 001,3	1 001,7	1 002,2	1 002,6	1 003,0	1 003,5	1 003,9
25	1 000,6	1 001,0	1 001,5	1 001,9	1 002,3	1 002,8	1 003,2	1 003,7
26	1 000,3	1 000,7	1 001,2	1 001,6	1 002,1	1 002,5	1 002,9	1 003,4
27	1 000,0	1 000,5	1 000,9	1 001,3	1 001,8	1 002,2	1 002,7	1 003,1
28	999,7	1 000,2	1 000,6	1 001,1	1 001,5	1 001,9	1 002,4	1 002,8
29	999,4	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,2	1 001,6	1 002,1	1 002,5
30	999,1	999,6	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,3	1 001,7	1 002,2
31	998,8	999,3	999,7	1 000,1	1 000,6	1 001,0	1 001,4	1 001,9
32	998,5	998,9	999,4	999,8	1 000,2	1 000,7	1 001,1	1 001,5
33	998,2	998,6	999,0	999,5	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,2
34	997,8	998,3	998,7	999,1	999,6	1 000,0	1 000,4	1 000,9
35	997,5	997,9	998,4	998,8	999,2	999,7	1 000,1	1 000,5
36	997,1	997,6	998,0	998,4	998,9	999,3	999,7	1 000,2
37	996,8	997,2	997,6	998,1	998,5	998,9	999,4	999,8
38	996,4	996,8	997,3	997,7	998,1	998,6	999,0	999,4
39	996,0	996,5	996,9	997,3	997,8	998,2	998,6	999,0
40	995,7	996,1	996,5	996,9	997,4	997,8	998,2	998,7

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table B.3 – Kinematic viscosity of distilled water ν ($m^2 \cdot s^{-1}$)

Water temperature θ °C	Kinematic viscosity ν $m^2 \cdot s^{-1}$	Water temperature θ °C	Kinematic viscosity ν $m^2 \cdot s^{-1}$
0	$1{,}791 \times 10^{-6}$		
1	$1{,}731 \times 10^{-6}$	21	$0{,}980 \times 10^{-6}$
2	$1{,}674 \times 10^{-6}$	22	$0{,}957 \times 10^{-6}$
3	$1{,}620 \times 10^{-6}$	23	$0{,}934 \times 10^{-6}$
4	$1{,}568 \times 10^{-6}$	24	$0{,}913 \times 10^{-6}$
5	$1{,}520 \times 10^{-6}$	25	$0{,}892 \times 10^{-6}$
6	$1{,}473 \times 10^{-6}$	26	$0{,}873 \times 10^{-6}$
7	$1{,}429 \times 10^{-6}$	27	$0{,}854 \times 10^{-6}$
8	$1{,}387 \times 10^{-6}$	28	$0{,}835 \times 10^{-6}$
9	$1{,}346 \times 10^{-6}$	29	$0{,}817 \times 10^{-6}$
10	$1{,}308 \times 10^{-6}$	30	$0{,}800 \times 10^{-6}$
11	$1{,}271 \times 10^{-6}$	31	$0{,}784 \times 10^{-6}$
12	$1{,}236 \times 10^{-6}$	32	$0{,}768 \times 10^{-6}$
13	$1{,}202 \times 10^{-6}$	33	$0{,}753 \times 10^{-6}$
14	$1{,}170 \times 10^{-6}$	34	$0{,}738 \times 10^{-6}$
15	$1{,}140 \times 10^{-6}$	35	$0{,}723 \times 10^{-6}$
16	$1{,}110 \times 10^{-6}$	36	$0{,}709 \times 10^{-6}$
17	$1{,}082 \times 10^{-6}$	37	$0{,}696 \times 10^{-6}$
18	$1{,}055 \times 10^{-6}$	38	$0{,}683 \times 10^{-6}$
19	$1{,}029 \times 10^{-6}$	39	$0{,}670 \times 10^{-6}$
20	$1{,}004 \times 10^{-6}$	40	$0{,}658 \times 10^{-6}$

NOTE 1 Values for ν are given as a function of water temperature θ (°C) at absolute pressure $p_{abs} = 10^5$ Pa.

NOTE 2 Definition and formula: see 3.4.4.7 and 5.7.3.3.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table B.4 – Vapour pressure of distilled water p_{va} (Pa)

Temperature θ °C	Vapour pressure p_{va} Pa		Temperature θ °C	Vapour pressure p_{va} Pa
0	611			
1	657		21	2 488
2	706		22	2 645
3	758		23	2 810
4	814		24	2 985
5	873		25	3 169
6	935		26	3 363
7	1 002		27	3 567
8	1 073		28	3 782
9	1 148		29	4 008
10	1 228		30	4 246
11	1 313		31	4 495
12	1 403		32	4 758
13	1 498		33	5 034
14	1 599		34	5 323
15	1 706		35	5 627
16	1 819		36	5 945
17	1 938		37	6 280
18	2 064		38	6 630
19	2 198		39	6 997
20	2 339		40	7 381

NOTE 1 Values for p_{va} are given as a function of water temperature θ (°C).

NOTE 2 Definition and formula: see 3.4.4.5 and 5.7.3.4.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table B.5 – Density of dry air ρ_a (kg·m^{-3})

Air temperature θ_a (°C)	Density of dry air ρ_a (kg·m^{-3})
0	1,293
2	1,284
4	1,274
6	1,265
8	1,256
10	1,247
12	1,238
14	1,230
16	1,221
18	1,213
20	1,205
22	1,196
24	1,188
26	1,180
28	1,173
30	1,165

NOTE 1 Values are given as a function of air temperature θ_a (°C) at absolute ambient pressure $p_{amb,0}$ = 101 325 Pa.

NOTE 2 Definition and formula: see 3.4.4.4 and 5.7.4.1.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table B.6 – Ambient pressure p_{amb} (Pa)

Elevation z m	Ambient pressure p_{amb} Pa	Elevation z m	Ambient pressure p_{amb} Pa
0	101 325		
100	100 129	2 100	78 520
200	98 945	2 200	77 548
300	97 773	2 300	76 586
400	96 611	2 400	75 634
500	95 461	2 500	74 692
600	94 322	2 600	73 759
700	93 194	2 700	72 835
800	92 076	2 800	71 921
900	90 970	2 900	71 017
1 000	89 876	3 000	70 121
1 100	88 792	3 100	69 235
1 200	87 718	3 200	68 358
1 300	86 655	3 300	67 490
1 400	85 602	3 400	66 631
1 500	84 560	3 500	65 780
1 600	83 528	3 600	64 939
1 700	82 506	3 700	64 106
1 800	81 494	3 800	63 283
1 900	80 493	3 900	62 467
2 000	79 501	4 000	61 660

NOTE 1 Values are given as a function of elevation z (m).

NOTE 2 Definition and formula: see 3.4.6.2 and 5.7.4.2.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table B.7 – Density of mercury ρ_{Hg} (kg·m^{-3})

Temperature θ °C	Density ρ_{Hg} kg·m^{-3}	Temperature θ °C	Density ρ_{Hg} kg·m^{-3}
0	13 595	21	13 543
1	13 593	22	13 541
2	13 590	23	13 538
3	13 588	24	13 536
4	13 585	25	13 534
5	13 583	26	13 531
6	13 580	27	13 529
7	13 578	28	13 526
8	13 575	29	13 524
9	13 573	30	13 521
10	13 570	31	13 519
11	13 568	32	13 516
12	13 565	33	13 514
13	13 563	34	13 511
14	13 561	35	13 509
15	13 558	36	13 507
16	13 556	37	13 504
17	13 553	38	13 502
18	13 551	39	13 499
19	13 548	40	13 497
20	13 546		

NOTE 1 Values are given as a function of temperature θ (°C) at absolute ambient pressure $p_{amb,0}$ = 101 325 Pa (standard ambient pressure at sea level).

NOTE 2 Definition and formula: see 3.4.4.4 and 5.7.5.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Annex C
(informative)

Summarized test and calculation procedure

C.1 General

This annex contains a list of agreements, checks and operations to be carried out before, during and after the tests.

In addition, the main aspects of a test point calculation, together with all the information necessary to make a comparison with the guarantees, including the evaluation of the measurement uncertainties are summarized below.

For each point, reference is made to the applicable subclauses of this document.

C.2 Agreements to be reached prior to testing

Agreement between the parties shall be reached, in due time before the test:

For model:

- the model size (5.4.2) and the length scale ratio λ_L (3.4.3.10);
- the model structural characteristics (5.1.3.2);
- similitude requirements (5.3);
- the test conditions (5.4.1);
- the values of Re_{M*} or Re_{sp} (4.1.4) when the guarantees refer to the model (6.8.2.1), (for Pelton turbine, the value of Froude number, 5.3.5.3);
- the extent of the model (5.1.3.3);
- the reference sections (4.1.1);
- the pressure measuring sections (6.3.2 and 6.5.2.1) and the areas for the calculation of specific hydraulic energy (6.5.2) and net positive suction specific energy (6.5.4).

For guarantees:

- the guaranteed values of power, discharge, efficiency, steady-state runaway speed and influence of cavitation on hydraulic performance (4.2);
- the σ_{pl} values, see Annex K;
- the cavitation test procedure (5.5.3.6 and 6.8.2.3.8) and the cavitation reference level (5.3.5.2);
- the transposition method and formulae (6.8).

For prototype conditions:

- g_P prototype value of gravitational acceleration (5.7.2);
- θ_P prototype water temperature and corresponding kinetic viscosity ν_P (5.7.3.3);
- ρ_P prototype water density (5.7.3.1);
- n_p steady-state prototype speed;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- Re_P steady-state Reynolds number of prototype (3.4.12.1);
- $NPSE_P$ range of prototype operation (4.2.1.5);
- E_{Pmax} maximum specific hydraulic energy applied to runaway condition (4.2.1.4);
- mechanical power losses of the prototype (4.2.1.1 and 5.6.2.4);
- electrical machine windage losses (Annex F).

For the execution of tests:

- all other specifications for the model tests (5.5.1.2);
- the time schedule of the tests (5.5.1.3);
- the personnel and responsibilities (5.5.1.4);
- the type and extent of the tests to be performed (5.5.3);
- the calibration procedure for the instruments to be utilized (5.5.1.6).

C.3 Model, test facility and instrumentation

C.3.1 Model manufacture and dimensional checks

The model shall be manufactured according to 5.1.3.2 and subjected to the dimensional checks outlined in 5.2 and 5.5.1.7. Particular attention shall be paid to:

- the value of the reference diameter (3.4.3.6);
- checking the runner/impeller seal clearances (5.2.9.2.5 and 5.5.2.2);
- the roughness or surface quality of wetted surfaces (5.2.11).

C.3.2 Test facility instrumentation and data acquisition system

The test rig and the complete circuit shall be carefully checked (5.5.2.3) before and during the tests, paying particular attention to the condition of the pressure tap lines for any leakage.

The instrumentation and the data acquisition system shall also be carefully checked and calibrated before and after the tests (5.5.2.4).

The following is usually verified by means of specific operation tests:

- the regularity of the pressure at the taps of the model inlet and outlet sections (6.3.3.1);
- the proper response of the instrumentation at the same operating point tested during different test series (5.5.3.1).

C.4 Tests and calculation of the model values

C.4.1 Test types

Usually, a complete preparatory test and preliminary test are carried out by, or in the presence of the manufacturer to verify all the guarantees prescribed in the contract and to define the whole operating behaviour of the machine. The acceptance tests, witnessed by all the parties involved, are subsequently carried out (5.5.3.1).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

C.4.2 Measurement of the main quantities during the test

For each test point, the average values of the readings of the instruments measuring the quantities listed below shall be obtained. Measurements are made in accordance with 6.1 and 6.8.2.1:

- discharge (6.2);
- pressure at the high-pressure and low-pressure measuring sections (or alternatively differential pressure between sections 1 and 2 and suction pressure at section 2) (6.3, 6.4, 6.5);
- torque (6.6);
- rotational speed (6.7);
- test circuit water temperature (5.1.2.3);
- ambient temperature (5.1.2.3);
- ambient pressure (5.7.4.2).

The calibrations of all the measurement instruments shall be made available and checked (5.5.1.6).

The value of the constants necessary for the calculation, for example: g (5.7.2), ρ (5.7.3.1), z_c (5.3.5.2), p_{va} (5.7.3.4), ν (5.7.3.3), length of levers (6.6.2.1), T_{Lm} (6.6.6.3) shall be known or calculated for the conditions of the tests.

C.4.3 Uncertainty of the measured quantities

C.4.3.1 Uncertainty due to systematic errors

The values necessary to determine the uncertainty band due to systematic errors shall be fixed and agreed upon for each quantity (6.9.2.3.2 and Annex H).

C.4.3.2 Uncertainty due to random errors

The value of the uncertainty due to random errors shall be calculated from a test either near the maximum efficiency or, where necessary, at partial load (5.4.3, 6.9.2.3.1 and Annex J).

C.4.3.3 Total uncertainty

The total uncertainty is the combination of the above systematic and random components of the uncertainty and defines the uncertainty band of the curves used for the comparison to guarantees (6.9.2.3.4 and 6.10.2).

C.4.4 Calculation of the quantities related to the main hydraulic performance

Using the constants and the measurements listed, and using the calibration data and the relations given in 5.6.2.1 for the hydraulic efficiency calculation, the values of ρ_M, Q_M, E_M, P_{mM}, η_{hM}, $NPSE_M$ and Re_M are calculated.

C.4.5 Calculation of the dimensionless factors or coefficients and of the Thoma number

Using the relations of 3.4.13, the values of Q_{nD}, E_{nD}, P_{nD} and σ_{nD} and/or of Q_{ED}, n_{ED}, P_{ED} and σ may be calculated.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

C.4.6 Determination of δ_{ref} for the transposition of efficiency

By specific tests, the value of $\eta_{hM\ opt}$ and the value of $Re_{M\ opt}$ at which it is measured shall be determined. From these, the value δ_{ref} to be used in the formulae of Annex D for the efficiency transposition may be determined by the formula given in D.2.2.

C.4.7 Calculation of efficiency and power coefficients referred to Re_{M*}

This calculation procedure may be applied as an alternative to the others described in the flow chart of Figure 63. Values of η_{hM*}, P_{nD*} and P_{ED*} (Annex D and 6.8.2.2) may be calculated and then all the operation curves of the model referred to Re_{M*} (6.8.2.1 and 6.8.2.2) can be obtained.

When the guarantee is given for model efficiency referred to a specified value Re_{Msp}, Re_{M*} may be chosen equal to Re_{Msp} (4.1.4 and 6.8.2.1).

C.4.8 Correction of the model-measured values taking into account the influence of cavitation

For the efficiency tests, see 5.5.3.5 and 6.8.2.3.8.

For the runaway tests, see 5.5.3.7 and 6.8.3.2.

C.5 Calculation of prototype quantities

Refer to the flow chart of Figure 63.

Based on 6.8.2.4 and 6.8.2.5 for steady-state operation at a specified n_P, the values of Q_P, E_P, P_{mP}, $NPSE_P$ and η_{hP} are obtained taking into account the transposition of efficiency $(\Delta\eta_h)_{M\to P}$ and the influence of cavitation (6.8.2.4.2).

The turbine/pump efficiency η_P and the mechanical power P_P of the prototype machine shall be calculated taking into account the mechanical power losses P_{LM} of the prototype (3.4.9.4, 4.2.1.1 and 6.10.3.2) and the electrical machine windage losses (see Annex F).

For runaway operation, see 6.8.3.3 and 6.8.3.4 for calculating η_{RP}, Q_{RP} and $NPSE_P$. The influence of cavitation on steady-state runaway speed is considered in 6.8.3.2.

C.6 Plotting of model or prototype results

The points and/or curves of model or prototype results are plotted on the basis of a proper number of test points (6.8.2.3 and 6.10.2) after having removed any spurious point (see 6.9.1.3.2). If an interpolation curve is necessary, an example of its determination is given in Annex G.

The above points or curves are plotted with the uncertainty band where necessary (6.10.2) for comparison with guarantees.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

C.7 Comparison with the guarantees

Fulfilment of the guarantees will be established as outlined in 6.10.3.1.2, 6.10.3.1.3 and 6.10.3.1.4.

For the application of penalties and premiums, if any, see 6.10.3.3.

C.8 Final protocol

The final protocol, completed by the daily log and the test results documents, duly signed, shall be drawn at the end of the acceptance tests (5.5.3.9) and, once signed by all the involved parties, it closes the acceptance model tests. All expected guarantees that were checked for compliance shall be mentioned and the protocol shall clearly state if the expected guarantees were met or not.

C.9 Final test report

The final test report (5.5.5) shall contain all the documents pertaining to the official tests and shall be completed after the tests within a time mutually agreed (normally two months).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Annex D
(normative)

The scale effect on hydraulic efficiency for reaction machines

D.1 Basic statements and assumptions

Statements and formulae given in this annex are valid only for reaction machines[22]. For Pelton turbines, see Annex I. The transposition of hydraulic efficiency for reaction machines is based on the dependence of friction losses on Reynolds number *Re*.

The transposition formulae that take into account scale effects in this document apply only to efficiency and mechanical power of runner/impeller, not to discharge or specific hydraulic energy. The applied method of evaluation is based on the assumption that wetted surfaces are hydraulically smooth and no influence of roughness or other effects is taken into account (see Annex E). However, in the transposition formula (see D.2), the exponent of the scalable losses curve (0,16) and the ratio of scalable losses to total losses (V_{ref}) are averaged from experimental values derived from model tests at different Reynolds numbers on models with hydraulically smooth surfaces, and comparison with efficiency tests of the corresponding homologous prototypes having a surface roughness according to 5.2.11.3. The maximum surface roughness as recommended in 5.2.11.3 does not necessarily yield hydraulically smooth flow conditions (see Annex E).

As long as the deviations in geometric similarity of seal clearances are within the limits specified in 5.2.9.2.5 (see also 5.2.10), it is assumed that the formula for the hydraulic efficiency transposition given below remains valid. If similarity of seal clearances is not within the limits specified, refer to IEC 62097:2009, Annex E for seal leakage corrections.

It is conventionally agreed to calculate the hydraulic efficiency increase $\Delta\eta_h$ at the point of maximum model hydraulic efficiency and to apply this value over the whole range of guaranteed efficiencies provided the hydraulic efficiency is not greatly affected by cavitation (see 6.8.2.4.2). The optimum hydraulic efficiency should not be affected by cavitation.

D.2 Efficiency transposition formulae

D.2.1 Derivation of the general formula for efficiency transposition

Two points A and B representing hydraulically similar operating conditions in accordance with the assumptions in 5.3.2 are shown in Figure D.1.

The relative scalable losses for the Reynolds numbers Re_{ref}, Re_A and Re_B (see Figure D.1) are related as follows:

$$\frac{\delta_A}{\delta_{ref}} = \left(\frac{Re_{ref}}{Re_A} \right)^{0,16}$$

22 For reaction machines of special design, see Table D.1.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

$$\frac{\delta_B}{\delta_{ref}} = \left(\frac{Re_{ref}}{Re_B} \right)^{0,16}$$

Using $(\Delta\eta_h)_{A\to B} = \delta_A - \delta_B$, the following general formula for the transposition is obtained:

$$(\Delta\eta_h)_{A\to B} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_A} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_B} \right)^{0,16} \right]$$

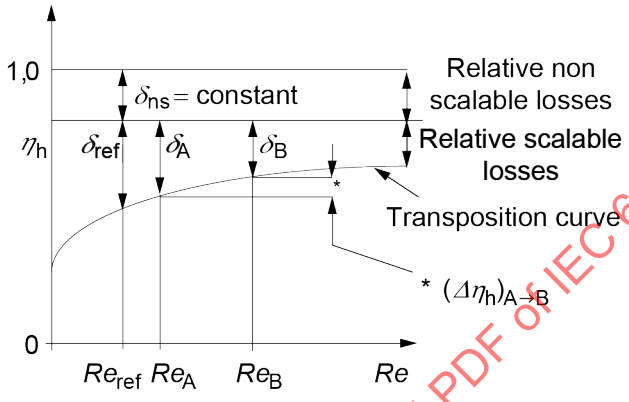


Figure D.1 – Efficiency change in hydraulically similar operating conditions A and B having different *Re* values

D.2.2 Amount of relative scalable losses in the range of guaranteed efficiencies

For a given hydraulic machine, the amount of relative scalable losses δ as a function of Reynolds number *Re* is the same over the range R of guaranteed efficiencies (range R is shown schematically in Figure D.2).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

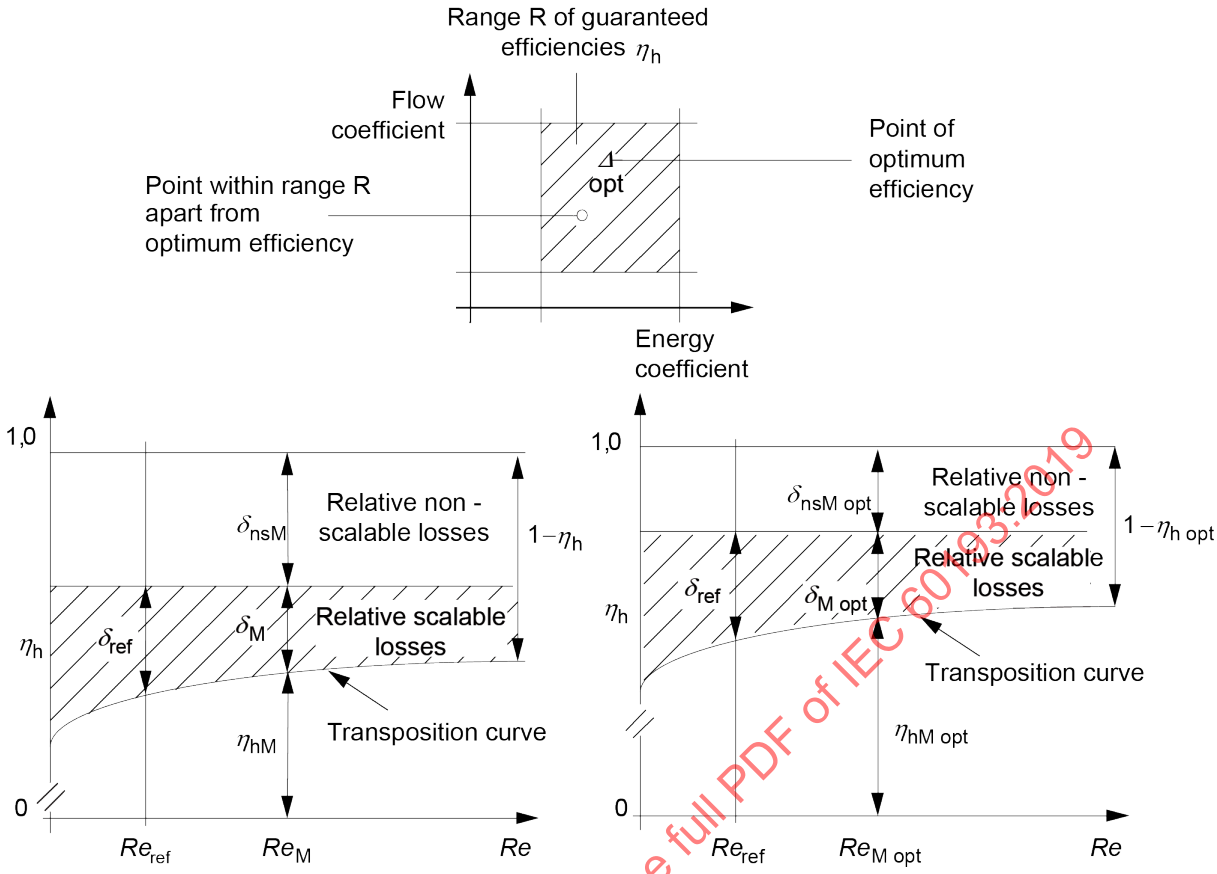


Figure D.2 – Variation of relative scalable losses

This means that for a given value of Reynold, for example Re_M, the amount of relative scalable losses δ_M is constant for each operating point within the whole range R, whereas the amount of non-scalable losses δ_{ns} depends on the amount of the relative total loss $(1 - \eta_{hM})$ of the operating point.

Using the assumptions of D.1 for the point of optimum efficiency, the following three equations result:

$$\frac{\delta_{M\ opt}}{\delta_{ref}} = \left(\frac{Re_{ref}}{Re_{M\ opt}} \right)^{0,16}$$

$$V_{ref} = \frac{\delta_{ref}}{\delta_{ref} + \delta_{nsM\ opt}}$$

$$\delta_{M\ opt} + \delta_{nsM\ opt} = 1 - \eta_{hM\ opt}$$

The three unknown values are:

$\delta_{M\ opt}$ relative scalable losses at the point of optimum efficiency

$\delta_{nsM\ opt}$ relative non-scalable losses at the point of optimum efficiency

δ_{ref} relative scalable losses at Re_{ref} where $\delta_{ref} = V_{ref}(1-\eta_{h\ ref})$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

This results in the following equation:

$$\delta_{ref} = \frac{1-\eta_{hM\ opt}}{\left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{M\ opt}}\right)^{0,16} + \frac{1-V_{ref}}{V_{ref}}\right]}$$

where

Re_{ref} $= 7 \times 10^6$

$Re_{M\ opt}$ is the Reynolds number at which the optimum hydraulic efficiency η_{hopt} in each operating mode of the model is measured;

V_{ref} is taken from Table D.1.

The values of V_{ref} listed in Table D.1 are referred to the reference Reynolds number Re_{ref}. They represent the ratio of relative scalable losses to relative total losses ($1 - \eta_{hM\ opt}$) for the point of optimum hydraulic efficiency at Re_{ref} for different types of reaction machines (see Table D.1).

Table D.1 – V_{ref} values

Type of reaction machine[a]	V_{ref}
Turbines	
Radial turbine (Francis)	0,7
Axial or diagonal turbine (Kaplan, tubular[b] and Dériaz with adjustable runner blades and adjustable or fixed guide vanes	0,8
Axial or diagonal turbine with fixed runner blades (propeller turbine)	0,7
Storage pumps	
Radial storage pumps (single-stage or multi-stage)	0,6
Axial or diagonal storage pump	0,6
Pump-turbines	
Radial pump-turbine (single-stage or multi-stage) operating **as turbine**	0,7
Radial pump-turbine (single-stage or multi-stage) operating **as pump**	0,6
Axial or diagonal pump-turbine with adjustable runner blades operating **as turbine**	0,8
Axial or diagonal pump-turbine with adjustable runner blades operating **as pump**	0,6
Axial or diagonal pump-turbine with fixed runner blades operating **as turbine**	0,7
Axial or diagonal pump-turbine with fixed runner blades operating **as pump**	0,6

[a] For hydraulic machines of special design (e.g. double flow machines, Francis turbines with splitter vanes, outer rim turbines) transposition formulae with other V_{ref} values and other values of the exponent of ratio Re_{ref} / Re_{M^*} based on individual loss considerations and experience may be applied after mutual agreement.

[b] Tubular turbines include: bulb turbines, pit turbines, rim-generator turbines, S-turbines.

D.2.3 Determination of the effect of scaling on the efficiency of the model

A series of tests performed in accordance with 5.5.3.5 enables the optimum value of the hydraulic efficiency of the model $\eta_{hM\ opt}$ and the corresponding Reynolds number $Re_{M\ opt}$ at non-cavitating conditions to be determined.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Using these values in the equations given in D.2.2, δ_{ref} and $(\Delta\eta_h)_{M\to M^*}$ may then be calculated (see Figure D.3).

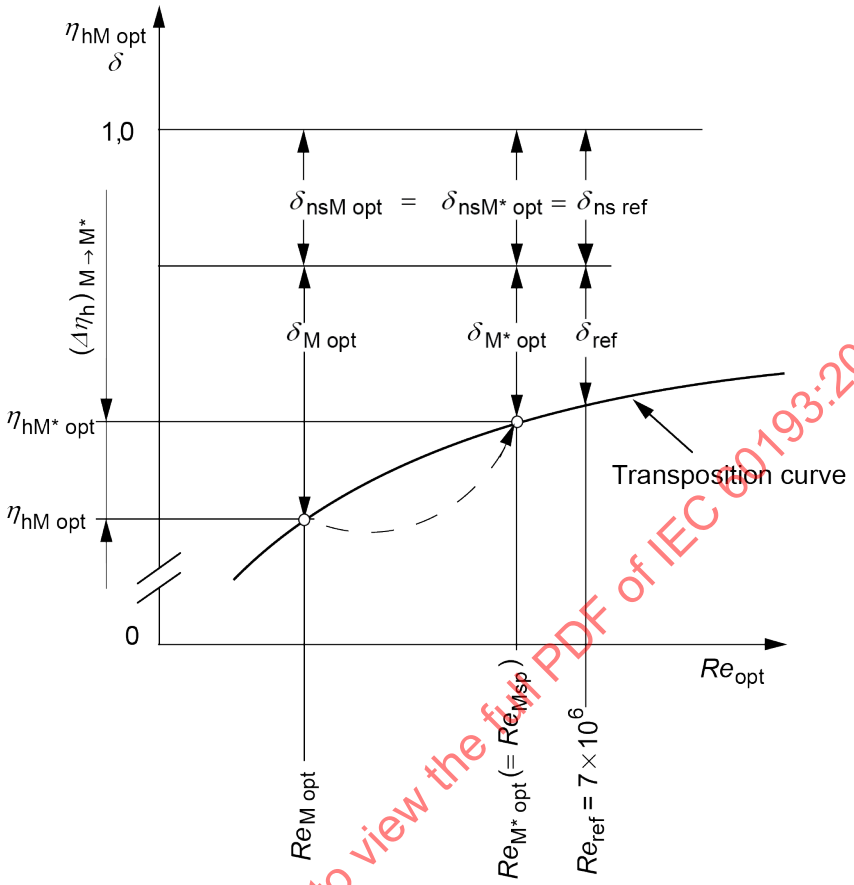


Figure D.3 – Transposition curve for model efficiency using best efficiency point

In the case of a pump-turbine, this procedure shall be followed separately for both turbine and pump operation.

In the case of axial or diagonal machines having fixed runner blade angles and/or fixed guide vane angles (see Table D.1), $\eta_{hM\ opt}$ is the optimum efficiency of the model tested with the same openings as the prototype.

Two points with different Reynolds numbers can be related as in the equations from D.2. Therefore, the following general equation is applied for the transposition of model test results to a specified model Reynolds number (for example, Re_{M^*} or Re_{Msp}):

$$(\Delta\eta_h)_{M_i\to M^*} = \delta_{ref}\left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{M_i}}\right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_{M^*}}\right)^{0,16}\right]$$

where

M_i represents each individual test point

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Therefore,

$$\eta_{hM^*} = \eta_{hM_i} + (\Delta\eta_h)_{M_i \to M^*}$$

D.2.4 Determination of the formula for the transposition of efficiency from model to prototype

D.2.4.1 General

For the following it is assumed that the Reynolds number of the prototype machine Re_P has a constant value within the range of guarantee and that the value δ_{ref} has been determined according to D.2.2.

As mentioned in 6.8.2.1, the transposition of model efficiencies to the prototype can be done in a one- or two-step procedure as described below.

D.2.4.2 Two-step procedure (reference to Re_{M^*})

When the model efficiencies have been referred to a constant Reynolds number Re_{M^*}, the following formula is applied to calculate the resulting efficiency increase $(\Delta\eta_h)_{M^* \to P}$ (see Figure D.4). Within the whole guarantee range, only one constant numerical value is considered.

$$(\Delta\eta_h)_{M^* \to P} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{M^*}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P} \right)^{0,16} \right]$$

Within the whole range R of guarantees, $(\Delta\eta_h)_{M^* \to P}$ is considered constant using this formula.

Therefore,

$$\eta_{hP} = \eta_{hM^*} + (\Delta\eta_h)_{M^* \to P}$$

where

η_{hM^*} is calculated according to D.2.3.

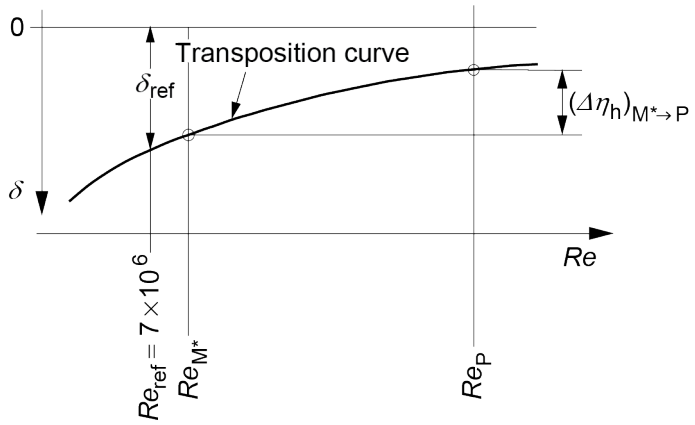


Figure D.4 – Efficiency increase from constant Re_{M^*} to constant Re_P

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

D.2.4.3 One-step procedure (reference to Re_M)

When the model results are not referenced to a specified Reynolds number, the following formula is used to calculate the resulting values of efficiency increase $(\Delta\eta_h)_{M_i \to P}$ for each value Re_{M_i} (see Figure D.5). Within the whole range of guarantees, more than one numerical value of efficiency is considered.

$$(\Delta\eta_h)_{M_i \to P} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{M_i}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P} \right)^{0,16} \right]$$

Therefore,

$$\eta_{hP} = \eta_{hM_i} + (\Delta\eta_h)_{M_i \to P}$$

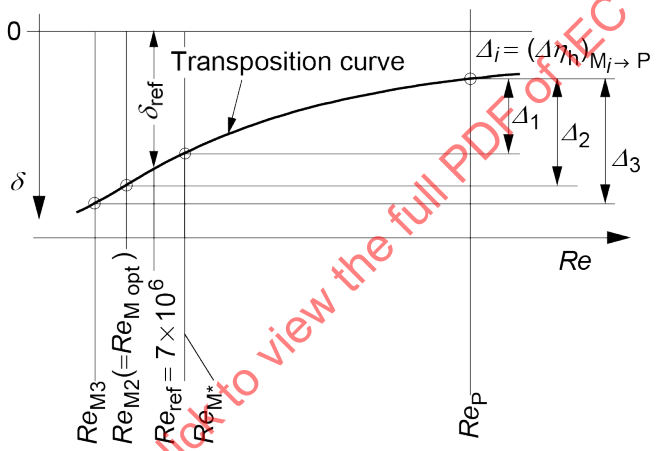


Figure D.5 – Efficiency increase from different Re_M to constant Re_P

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Annex E
(informative)

Comparison of the hydraulic efficiency transposition methods of IEC 60193 and IEC 62097 for reaction machines

E.1 IEC 60193 transposition method

E.1.1 Applications

The IEC 60193 considers the transposition of the hydraulic efficiency of storage pumps, pump-turbines, Pelton turbines, radial and axial turbines and diagonal (Dériaz) machines without consideration of the actual model and prototype roughness values.

Please refer to IEC 60193 for complete efficiency transposition method.

E.1.2 Limitations

The IEC 60193 efficiency transposition method has the following limitations:

a) The transposition formula gives a larger value for a low-efficiency turbine at the same specific speed. Larger loss on a low-efficiency turbine results mostly from larger kinetic loss (non-scalable loss). However, the transposition formula provided in IEC 60193 gives larger scalable loss to lower efficiency turbines and, hence, a larger scale effect on efficiency. In other words, a higher efficiency turbine is penalized by this transposition method. This unreasonable outcome results from the assumption that scalable loss is $V_{\text{ref}}(1-\eta_{\text{h ref}})$, and V_{ref} is given in the standard as a constant value for each type of turbine regardless of its individual design quality;

b) V_{ref} is a uniform value for each type of turbine. It does not consider the influence of specific speed;

c) The transposition formula assumes that both model and prototype have smooth surface roughness (hydraulically smooth) and the scalable loss varies only by Reynolds number. However the exponent and V_{ref} values were averaged from experimental values derived from model tests at different Reynolds numbers on models with hydraulically smooth surfaces, and comparison with efficiency tests of the corresponding homologous prototypes having a surface roughness according to 5.2.11.3;

d) The efficiency transposition formula does not take into account the effect of scale on each performance parameter, such as E, Q_1 and P_{m}. It assumes that the efficiency transposition is solely attributed to the change of P_{m} (increase of turbine output or decrease of pump input). In the case of pump-turbines, it underestimates the prototype pump input. This may cause overload of the driving electric machine.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

E.2 IEC 62097 transposition method

E.2.1 Applications

IEC 62097 was developed to address the limitations of the transposition formulae in IEC 60193. The efficiency transposition method of IEC 62097 takes into account the model and prototype surface roughness for the performance conversion on pump-turbines, Francis turbines and axial machines. This method requires model and prototype surface roughness data and is taking into account the shift in n_{ED}, Q_{ED} and P_{ED} factors for determining the scale effect on the transposition of hydraulic efficiency between the model and the prototype.

E.2.2 Limitations

The efficiency transposition method of IEC 62097 has the following limitations:

a) The transposition method does not apply to storage pumps, Pelton turbines and diagonal (Dériaz) machines.

b) Surface roughness measurements

   – The methodology and associated uncertainties with surface roughness measurements are defined but are still under investigation.

   – For prototype rehabilitation projects, some component surface roughness values can be so high that there is no suitable measuring instrument; and even if those measurements are possible, the conversion of these measurements to *Ra* values is not well established.

c) Not all types of machines benefit from extensive scale effect studies. The Francis transposition method with full spiral case is well defined and studied. However, the Francis with semi-spiral case and axial machine transposition methods are simplified and not fully validated because of a lack of data. For Francis with semi-spiral and axial machines with full spiral cases, a new calculation procedure based on the IEC 62097 method should be mutually agreed or the IEC 60193 transposition method shall be applied.

d) The shifted values of specific hydraulic energy, flow and torque theoretically influences all other additional performance data (e.g. cavitation, runaway, four-quadrants, axial thrust). However, the influence of these shifts is not well studied. Mutual agreement between parties shall be reached before these tests whether or not this influence is taken into account.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Annex F
(normative)

Computation of the prototype runaway characteristics taking into account friction and windage losses of the unit

The prototype maximum runaway speed and discharge computed from the model tests in accordance with 6.8.3.3 shall be corrected for the friction losses of the unit bearings and shaft seal and the windage losses of the electrical machine, which determine a decrease of the maximum runaway speed from $n_{Rmax,P}$ to $n'_{Rmax,P}$.

The procedure is the following:

Using the measured points X_1, X_2, X_3, etc. at constant guide vane opening or needle stroke in the range near to runaway (close to zero runner/impeller torque), plot the curve P_{mP} (n_P) for a single-regulated turbine (see Figure F.1). If the chosen opening corresponds to the maximum runaway speed ($\alpha = \alpha_{max}$ usually for a Francis turbine), the intersection point Y of the curve P_{mP} (n_P) with the curve $(P_{Lm} + P_W)$ (n_P), where P_{Lm}, representing the sum of the bearing and shaft seal friction losses of the unit and P_W, the electrical machine windage losses[23], is at the maximum steady-state runaway speed $n'_{Rmax,P}$ to be expected for the unit.

For a double-regulated turbine, the procedure described above shall be applied for each runner blade angle; the highest maximum value of $n'_{Rmax,P}$ is then determined.

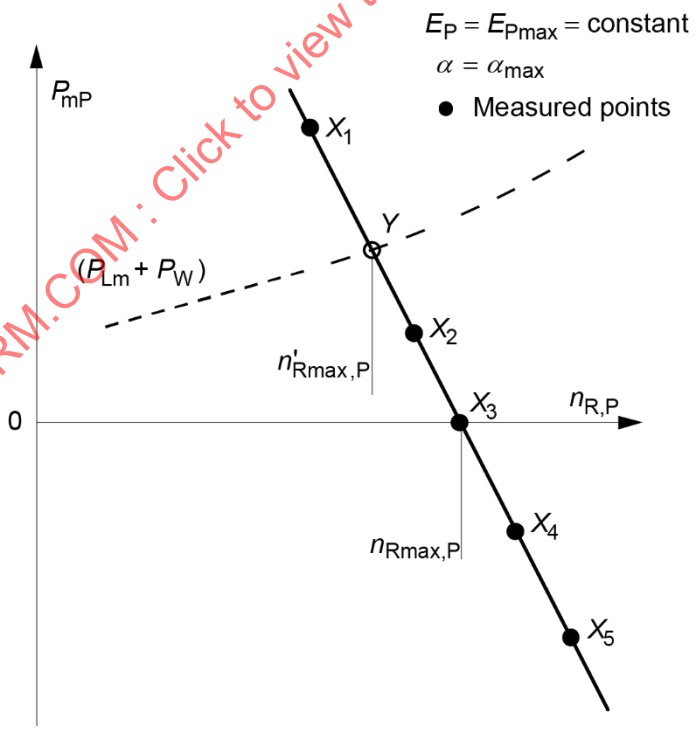


Figure F.1 – Single-regulated turbine: determination of the maximum runaway speed of the prototype taking into account the friction and windage losses of the unit

[23] For the determination of these losses, see IEC 60041:1991, 12.1.2.3.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Annex G
(informative)

Example of determination of the best smooth curve: method of separate segments

G.1 General

In model testing, unlike prototype testing, a large number of operating points are generally measured and sometimes, a measurement point is repeated very close to a previous one. Furthermore, the test range generally extends above and below the guaranteed range, but the measurement points are concentrated within the range of guarantees.

In such a case, the classical least squares method, based on a single function, cannot be used to determine the best fitted curve passing through the points; if the polynomial degree increases, then the curve passes closer to the points but can deviate, sometimes notably, from the regular expected shape.

As the mathematical form of the law expressing the physical phenomenon is in most cases unknown, a more convenient way to determine by computation the best fitted curve is to arbitrarily split the test range into segments. Then the least squares method can be applied to each segment using low degree polynomials which lead to reasonably smooth curves.

Several computerized methods of drawing the interpolation curves are available. There are methods based on:

- normal spline functions;
- B-splines;
- representation of surfaces.

As an example, a modified least squares method is described below.

G.2 Principle of the method

A series of intervals along the abscissa are determined as described below.

- Three adjacent intervals (1, 2, 3 in Figure G.1) form the range in which the least squares method is applied, but only the central segment 2 of the curve is directly defined by this way.
- The procedure is then repeated by shifting by two steps, left and right, in order to obtain a series of separate segments (segment a in Figure G.2).
- The remaining intervals are then filled with segments of curve (segment b in Figure G.2) passing through the extreme points of segments a with the same slope at these points.
- The two extreme segments at the ends of the test range are drawn directly by the least squares method (segment c in Figure G.2), using the same numerical coefficients of the polynomials as in the corresponding adjacent segment.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

A degree of 3 is assumed, as a rule, for the polynomials in segments of both types, segments a and b. Depending on the arrangement of the points and on the width of the intervals, at the end of the test range (where the least squares methods should be applied), it may happen that there are only a sufficient number of points to define a group of two intervals, instead of three, then, the polynomial shall be reduced to degree 2.

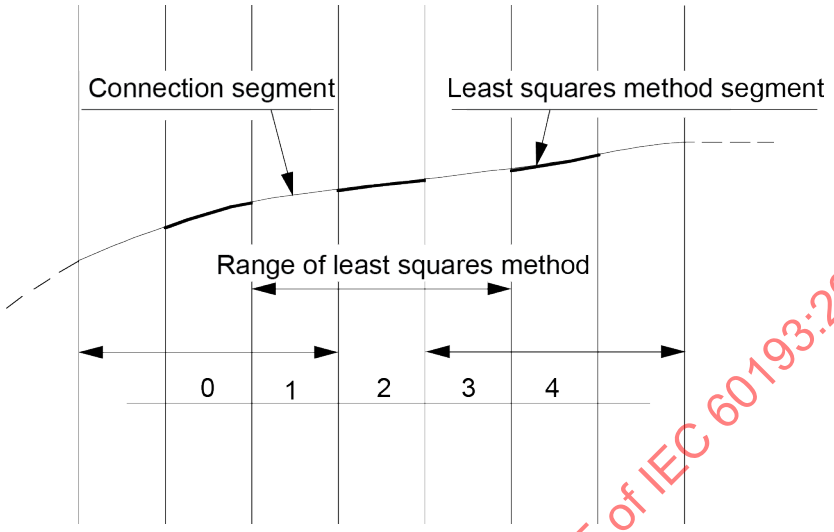


Figure G.1 – Principle of the method of separate segments

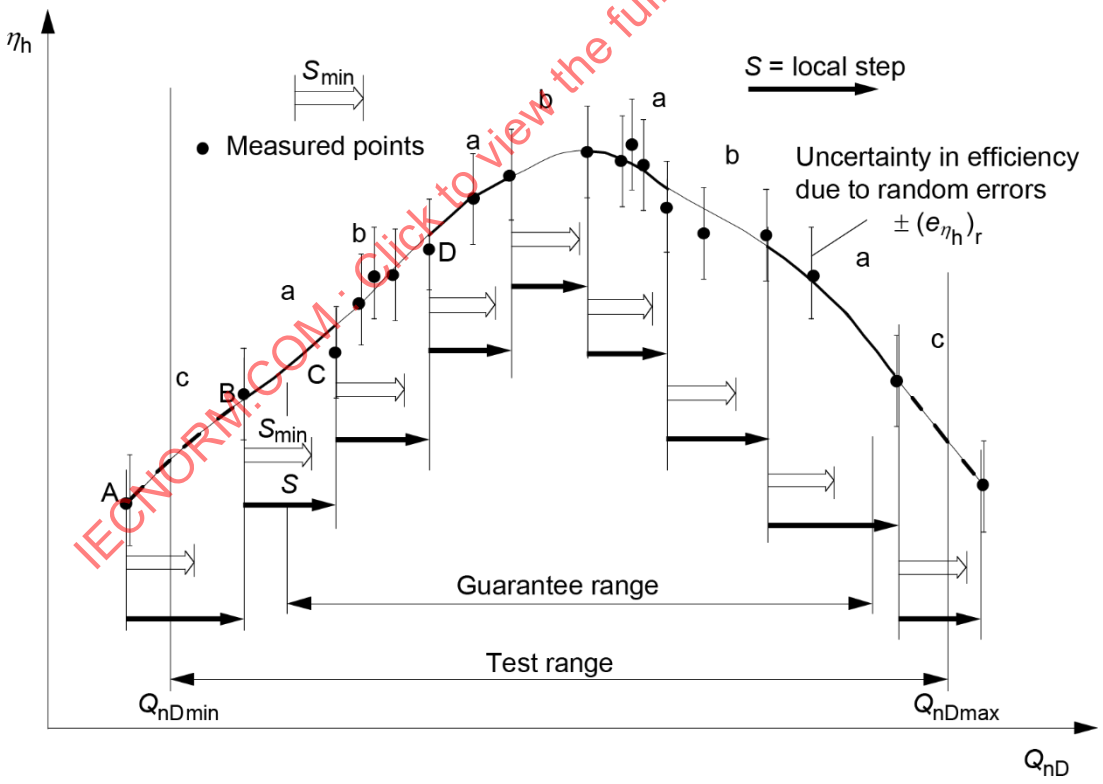


Figure G.2 – Example of determination of intervals

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

G.3 Choice of the minimum width of the intervals

A value of the minimum width of the intervals, S_{min}, shall be assumed. The most convenient S_{min} value is small enough to give a good definition of the interpolation curve. Attention shall be drawn to the fact that the choice of S_{min}, and thus of the number of intervals, influences the shape of the curve:

- choosing a too large value of the interval S_{min} can result in an oversmoothed curve, which does not represent the actual physical phenomenon;
- choosing a too small value of the interval S_{min} can result in a curve reflecting the random scatter of the measurement points rather than the physical reality.

Therefore, the choice of an appropriate value of the interval S_{min} shall be left to the judgement of the chief of tests, taking into account that the interpolation curve shall, as far as possible, intersect the segments denoting the uncertainty due to random errors in each measurement point (see Figure G.2).

For example, when drawing the efficiency curve $\eta_h(Q_{nD})$ of a single-regulated turbine (see 6.8.2.3.2), S_{min} may normally be chosen equal to approximately:

$$S_{min} = \frac{(Q_{nDmax} - Q_{nDmin})}{10}$$

where Q_{nDmin} and Q_{nDmax} are the limiting values of the test range.

G.4 Determination of the intervals

To simplify the statement below, it is assumed to start the process from the left end of the test range.

From the first left measured point, two cases can occur:

a) the next point lies at a distance along the abscissa greater than or equal to S_{min}:
then the local interval S is defined by these two points (points A and B in Figure G.2);

b) the next point lies at a distance along the abscissa less than S_{min}:
proceeding towards the right side, the first measured point lying at a distance from the starting point greater than S_{min} shall then be sought. This point, together with the starting point, defines the width S of the local interval (points C and D in Figure G.2).

This procedure proceeds to the end of the test range. For the least squares method with a third degree polynomial being applicable, each group of three adjacent intervals shall contain at least four (4) measurement points.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Annex H
(informative)

Examples of analysis of sources of error and uncertainty evaluation

H.1 General

This annex may be used as a guide for analysing sources of errors which may occur during model tests (see Table 10 in 6.9.2.2). It contains the following three examples:

– example of analysis of sources of error and of uncertainty evaluation in the measurement of a physical quantity (see H.2);
– example of calculation of the uncertainty due to systematic errors in the determination of the specific hydraulic energy, mechanical runner/impeller power and hydraulic efficiency (see H.3);
– example of calculation of uncertainty due to systematic errors in the determination of the net positive suction specific energy (see H.4).

In general, the relative value of uncertainty f_X of a quantity X is used when calculating uncertainties in this document, where e_X is the absolute value and $f_X = e_X / X$.

Owing to the various ways of determining the required quantities, it is not possible to specify in this document a general statement for the relevant systematic errors. In the case of specific hydraulic energy, for example, the value of the uncertainty due to systematic errors depends on the instruments and the installation with the choice of instrumentation depending on the value of the specific hydraulic energy. At lower values of specific hydraulic energy, greater values of uncertainty $(f_E)_s$ are generally to be expected. For the same reason, the relative uncertainty due to systematic errors in the determination of the net positive suction specific energy is generally higher than this uncertainty in the determination of the specific hydraulic energy.

H.2 Example of analysis of sources of error and of uncertainty evaluation in the measurement of a physical quantity[24]

H.2.1 General

The following example illustrates how the various sources of error arising in the measurement of a quantity using an electronic device can be identified and how the corresponding uncertainties can be evaluated and combined. Table 10 is used as a guide for this analysis. All values given below are uncertainties at 95 % confidence level.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

[24] All the specific terms used in this annex are defined in ISO/IEC 99:2007.

H.2.2 Errors arising during calibration

H.2.2.1 Error components

a) Bias of the primary method: $\pm f_a$

This is the systematic component of the intrinsic error of the primary method used for the calibration. If, for example, the quantity to be measured is the discharge and if the calibration is made using the weighing method, and if the secondary instrument is an electronic device, the main sources of systematic error of the primary method are due to the mechanical operation of the weighing machine, to its proper calibration, to the operation of the diverter, to the chronometer, to the buoyancy correction and to the determination of the density. If all the requirements of ISO 4185 are complied with, the bias of the weighing method can be estimated by combining the component uncertainties due to systematic errors of the different error sources.

b) Repeatability of the primary method: $\pm f_b$

This is the random component of the intrinsic error of the primary method used for the calibration. In the example of item a) the main sources of random error of the primary method when using the weighing method are the scatter of the readings of the weighing machine (which may be evaluated from the scatter of the readings during the calibration of the weighing machine) and the repeatability of the motion of the diverter.

c) Bias of the secondary instrument: $\pm f_c$

This is the systematic component of the intrinsic error of the secondary instrument: In the example of item a) it is due mainly to a systematic error in the measurement of the output signal from the electronic device.

d) Repeatability of the secondary instrument: $\pm f_d$

This is the random component of the intrinsic error of the secondary instrument. In the example of item a), it is due mainly to the random error in the output signal measurement. It can be evaluated from the scatter of the points around the calibration curve.

e) Errors due to physical phenomena and influence quantities: $\pm f_e$

In this category, there may be various sources of error. With reference to the example of point a) are:

- the influence of the flow pattern on the response of the electronic device;
- the unsteadiness of the flow;
- the possible effect of physical properties of the water (conductivity, temperature, etc.) on the response of the electronic device;
- the effect of external influence quantities (fluctuations of power supply, ambient temperature, electromagnetic field, etc.).

The combination of all these errors can lead to an uncertainty in the indicated discharge which may be partly systematic and partly random in nature.

f) Errors in physical properties: $\pm f_f$

These are the errors arising in the determination of physical quantities either by direct measurement or from international standardized data. In the example of item a), the main source of error of this type is the determination of the water density when the volume flowrate is deduced from the mass flowrate measured by weighing.

H.2.2.2 Resulting uncertainty in the calibration

All the errors listed above being small, numerous and independent of each other, the systematic and random corresponding components of the uncertainties may be combined by the root-sum-square method (as explained in 6.9.1.4) to obtain the resulting relative uncertainty in the calibration curve:

$$f_{cal} = \pm\left[(f_a)^2 + (f_b)^2 + (f_c)^2 + (f_d)^2 + (f_e)^2 + (f_f)^2\right]^{1/2}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

H.2.3 Errors arising during the tests

H.2.3.1 Error components

a) Total uncertainty in the calibration: $\pm f_{cal}$
Although the uncertainty in the calibration determined in H.2.2.2 consists of systematic and random error components, the error becomes entirely systematic when the calibration previously determined is used for subsequent tests.

b) Additional systematic error: $\pm f_h$
This is the systematic component of the intrinsic error of the secondary instrument, not covered by the calibration.

c) Errors in physical properties: $\pm f_j$
In certain cases, for example in the case of item H.2.2.1 a), this category of errors may be omitted.

d) Errors due to physical phenomena and influence quantities: $\pm f_k$
The sources of error in this category are the same as those listed in H.2.2.1 e), but their values can be different and vary with the operating point. They may be neglected if the conditions occurring during the calibration are kept the same during the tests. If not, it is assumed that they result in a systematic component $\pm f_{ks}$ and a random component $\pm f_{kr}$.

e) Random error: $\pm f_l$
This includes the repeatability of the secondary instrument. This error can be measured during the tests. In the example of H.2.2.1 a), it occurs once again in a similar manner as it did during calibration.

H.2.3.2 Total uncertainty in the measurement

Combining the component uncertainties by the root-sum-square method, the relative total uncertainty is obtained:

a) uncertainty due to systematic errors:

$$f_s = \pm\left[(f_{cal})^2 + (f_h)^2 + (f_j)^2 + (f_{ks})^2\right]^{1/2}$$

b) uncertainty due to random errors:

$$f_r = \pm\left[(f_{kr})^2 + (f_l)^2\right]^{1/2}$$

c) total uncertainty:

$$f_t = \pm\left[(f_s)^2 + (f_r)^2\right]^{1/2}$$

H.3 Example of calculation of uncertainty due to systematic errors in the determination of the specific hydraulic energy, mechanical runner/impeller power and hydraulic efficiency

H.3.1 General

Using the following methods of measurement as examples, the calculation of uncertainty relating to systematic errors is performed. These uncertainties depend on many factors; therefore, the values assumed hereafter are to be considered only as examples.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

H.3.2 Discharge

Measurement by electromagnetic flowmeter. The uncertainty due to systematic errors is estimated equal to ±0,20 %.

H.3.3 Pressure

At the high- and low-pressure measuring sections, measurement by absolute pressure transducers. The uncertainty due to systematic errors is estimated for each transducer in H.3.4.

H.3.4 Specific hydraulic energy

In this case, it is given by (see Figure 40):

$$E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + g(z_1 - z_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

If, in a general way, e_X is the absolute uncertainty in the determination of quantity X, and thus, the relative uncertainty is $f_X = e_X / X$, then the relative uncertainty due to systematic errors in the determination of the specific hydraulic energy is given by[25]:

$$(f_E)_s = \pm\frac{(e_E)_s}{E} = \pm\left\{\frac{\left[\left(\frac{e_{p_{abs1}}}{\bar{\rho}}\right)^2 + \left(\frac{e_{p_{abs2}}}{\bar{\rho}}\right)^2 + \left(g e_{z_1}\right)^2 + \left(g e_{z_2}\right)^2 + \left(v_1 e_{v_1}\right)^2 + \left(v_2 e_{v_2}\right)^2\right]^{0,5}}{\frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + g(z_1 - z_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}} + f_{\Delta E}\right\}$$

Assuming that:

p_{abs1}	= 10,5 × 10^5 Pa	p_{abs2}	= 0,5 × 10^5 Pa
z_1	= 4 m	z_2	= 2 m
v_1	= 6 m·s^{-1}	v_2	= 1,5 m·s^{-1}
$\bar{\rho}$	= 1 000 kg·m^{-3}	g	= 9,81 m·s^{-2}
$f_{p_{abs1}}$	= ±0,1 %	$f_{p_{abs2}}$	= ±0,2 %
e_{z_1}	= ±0,01 m	e_{z_2}	= ±0,01 m
f_{v_1}	= ±0,2 %	f_{v_2}	= ±0,4 %

and assuming that the uncertainties in the determination of $\bar{\rho}$ and g may be neglected and $f_{\Delta E}$ is zero (see 6.5.3), then:

25 In fact, this formula is only an approximation, v_1^2 and v_2^2 are not independent quantities.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

$$\frac{e_{p_{abs1}}}{\overline{\rho}} = \left(\frac{p_{abs1}}{\overline{\rho}}\right) f_{p_{abs1}} = \pm 10{,}5 \times \left(\frac{10^5}{10^3}\right) \times \left(\frac{0{,}1}{100}\right) = \pm 1{,}05 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\frac{e_{p_{abs2}}}{\overline{\rho}} = \left(\frac{p_{abs2}}{\overline{\rho}}\right) f_{p_{abs2}} = \pm 0{,}5 \times \left(\frac{10^5}{10^3}\right) \times \left(\frac{0{,}2}{100}\right) = \pm 0{,}1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$ge_{z_1} = \pm 9{,}81 \times 0{,}01 = \pm 0{,}1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$ge_{z_2} = \pm 9{,}81 \times 0{,}01 = \pm 0{,}1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_1 e_{v_1} = v_1^2 f_{v_1} = \pm 36 \times 0{,}2 / 100 = \pm 0{,}072 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_2 e_{v_2} = v_2^2 f_{v_2} = \pm 2{,}25 \times 0{,}4 / 100 = \pm 0{,}009 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

then

$$(f_E)_s = \pm \left\{ \frac{\left[(1{,}05)^2 + (0{,}1)^2 + (0{,}1)^2 + (0{,}1)^2 + (0{,}072)^2 + (0{,}009)^2 \right]^{0{,}5}}{(1050 - 50) + 9{,}81 \times (4 - 2) + \dfrac{(36 - 2{,}25)}{2}} \right\} = \pm \frac{1{,}07}{1037} = \pm 0{,}1\%$$

In such a case, the relative uncertainty due to systematic errors in the determination of specific hydraulic energy is practically equal to that of the pressure measurements.

H.3.5 Power

Torque measured by the primary method with an uncertainty due to systematic errors of ±0,14 %, the rotational speed by an electronic counter with an uncertainty due to systematic errors of ±0,075 %.

The power uncertainty due to systematic errors is estimated as:

$$(f_P)_s = \pm \left[(0{,}14)^2 + (0{,}075)^2 \right]^{1/2} = \pm 0{,}16\%$$

H.3.6 Hydraulic efficiency

By combining the above uncertainties of the measured quantities, the uncertainty due to systematic errors in the determination of hydraulic efficiency is:

$$\left(f_{\eta_h}\right)_s = \pm \frac{\left(e_{\eta_h}\right)_s}{\eta_h} = \pm \left[(f_Q)_s^2 + (f_E)_s^2 + (f_P)_s^2 \right]^{1/2} = \pm \left[(0{,}2)^2 + (0{,}1)^2 + (0{,}16)^2 \right]^{1/2} = \pm 0{,}27 \text{ \%}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

H.4 Example of calculation of uncertainty due to systematic errors in the determination of the net positive suction specific energy

H.4.1 General

Using the following methods of measurement as examples, the calculation of uncertainty relating to systematic errors is performed. These uncertainties depend on many factors; therefore, the values assumed hereafter are to be considered only as examples.

H.4.2 Discharge

Measurement by electromagnetic flowmeter. The uncertainty due to systematic errors is estimated equal to ±0,20 %.

H.4.3 Pressure

At the low-pressure measuring section, measured by absolute pressure transducers. The uncertainty due to systematic errors is estimated equal to ±0,30 %

H.4.4 Net positive suction specific energy

In this case, it is given by Figure 45:

$$NPSE = \frac{(p_{abs2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g(z_r - z_2)$$

If, in a general way, e_X is the absolute uncertainty in the determination of quantity X, and thus, the relative uncertainty is $f_X = e_X / X$, then the relative uncertainty due to systematic errors in the determination of the net positive suction specific energy is given by:

$$(f_{NPSE})_s = \pm\frac{(e_{NPSE})_s}{NPSE} = \pm\frac{\left[\left(\frac{e_{p_{abs2}}}{\rho_2}\right)^2 + \left(\frac{e_{p_{va}}}{\rho_2}\right)^2 + \left(v_2 e_{v_2}\right)^2 + \left(g e_{z_r}\right)^2 + \left(g e_{z_2}\right)^2\right]^{0,5}}{\frac{(p_{abs2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g(z_r - z_2)}$$

Assuming that:

p_{abs2}	= 0,2 × 10^5 Pa	z_r	= 2 m	f_{v_2}	= ±0,4 %
z_2	= 1 m	v_2	= 1,5 m·s^{-1}		
ρ_2	= 1 000 kg·m^{-3}	p_{va}	= 0,03 × 10^5 Pa		
g	= 9,81 m·s^{-2}	$f_{p_{abs2}}$	= ±0,3 %		
e_{z_r}	= ±0,01 m	e_{z_2}	= ±0,01 m		

and assuming that the uncertainties in the determination ρ_2, p_{va} and g may be neglected, then:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

$$\frac{e_{p_{abs2}}}{\rho_2} = \frac{p_{abs2}}{\rho_2} \times f_{p_{abs2}} = \pm 0{,}2 \times \left(\frac{10^5}{10^3}\right) \times \left(\frac{0{,}3}{100}\right) = \pm 0{,}06 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$ge_{z_r} = \pm 9{,}81 \times 0{,}01 = \pm 0{,}1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$ge_{z_2} = \pm 9{,}81 \times 0{,}01 = \pm 0{,}1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_2 e_{v_2} = \pm v_2^2 f_{v_2} = \pm 2{,}25 \times 0{,}4 / 100 = \pm 0{,}009 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

then

$$(f_{NPSE})_s = \pm \frac{\left[(0{,}06)^2 + (0{,}1)^2 + (0{,}1)^2 + (0{,}009)^2\right]^{0{,}5}}{\frac{(0{,}2 - 0{,}03) \times 10^5}{1000} + \frac{2{,}25}{2} - 9{,}81 \times (2-1)} = \pm \frac{0{,}1539}{8{,}315} = \pm 1{,}85\%$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Annex I
(normative)

The scale effect on hydraulic efficiency for Pelton turbines

I.1 General

This annex, based on theoretical considerations and experimental data, summarizes the best approximation available at the present time. Research work currently in progress may lead to a more precise knowledge of the scale effect on the efficiency transposition for Pelton turbines. Until these new results are available, it is good practice to apply the transposition formula given in I.3 for the efficiency transposition from a model to the prototype.

I.2 Similarity considerations

As can be shown by dimensional analysis (see appendix A of [27]), the losses in Pelton machines are controlled by five dimensionless parameters:

- the Reynolds number *Re* (see 3.4.12.1);
- the Froude number *Fr* (see 3.4.12.3);
- the Weber number *We* (see 3.4.12.4);
- the speed factor n_{ED} (see 3.4.13.1) or energy coefficient E_{nD} (see 3.4.13.5);
- the specific flow rate Φ_B defined as follows:

$$\Phi_B = \frac{4Q}{z_o \pi (2E)^{1/2} B^2}$$

where

Q ($m^3 \cdot s^{-1}$) is the discharge (see 3.4.5.1);

z_o (-) is the number of nozzles;

E ($J \cdot kg^{-1}$) is the specific hydraulic energy of machine (see 3.4.7.1);

B (m) is the bucket width (see 3.4.3.8).

For two geometrically similar Pelton turbines (e.g. a prototype machine and a corresponding model machine), the following ratios of similitude numbers can be made:

a) Froude similitude ratio:

$$C_{Fr} = \frac{Fr_P}{Fr_M} = \left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1/2} \left(\frac{B_M}{B_P}\right)^{1/2} \left(\frac{g_M}{g_P}\right)^{1/2};$$

b) Weber similitude ratio:

$$C_{We} = \frac{We_P}{We_M} = \left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1/2} \left(\frac{B_P}{B_M}\right)^{1/2} \left(\frac{\rho_P}{\rho_M}\right)^{1/2} \left(\frac{\sigma^*_M}{\sigma^*_P}\right)^{1/2}$$

where the surface tension σ^* is determined from Table I.1;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

c) Reynolds similitude ratio:

$$C_{Re} = \frac{Re_P}{Re_M} = \left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1/2} \frac{B_P}{B_M} \frac{\nu_M}{\nu_P}.$$

These ratios are used to define functions which describe the scale effect on efficiency between two geometrically similar Pelton turbines when operating at the same speed factor n_{ED} or energy coefficient E_{nD}, with the specific flow rate Φ_B being the most important parameter for C_{Re}, C_{Fr} and C_{We}. The functions result from the analysis of numerous results of efficiency tests performed with the same model at different test conditions and from comparison of measured efficiencies of prototype and model turbines being fully or partly homologous.

Table I.1 – Numerical data for surface tension σ^*

Temperature θ °C	Surface tension σ^* J·m^{-2}
5	0,074 9
10	0,074 2
15	0,073 5
20	0,072 8
25	0,072 0
30	0,071 2
35	0,069 6

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The resulting differences in hydraulic efficiency $\Delta\eta_h$ are presented in Figure I.1 for the influence of Froude number, in Figure I.2 for the influence of Weber number and in Figure I.3 for the influence of Reynolds number.

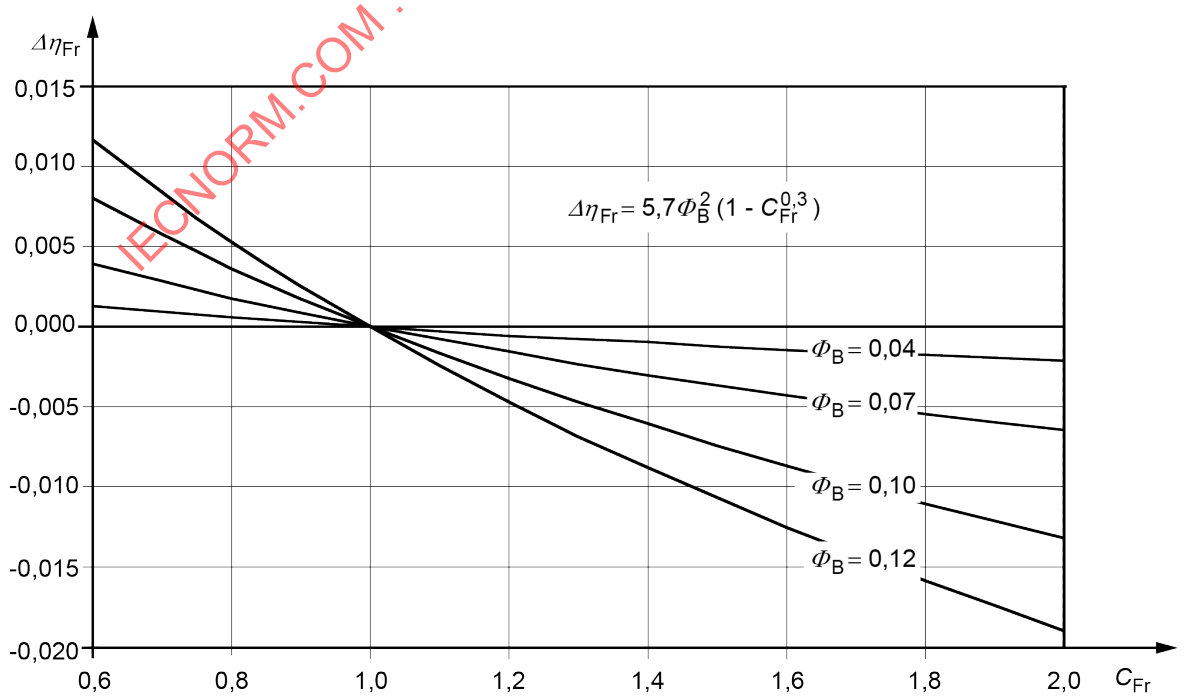


Figure I.1 – Influence of Froude number

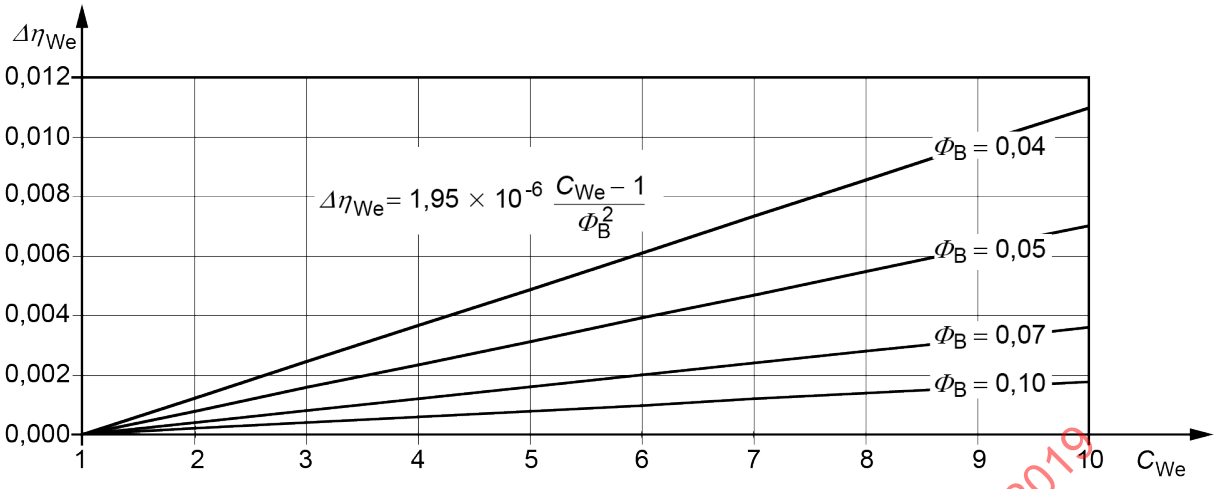


Figure I.2 – Influence of Weber number

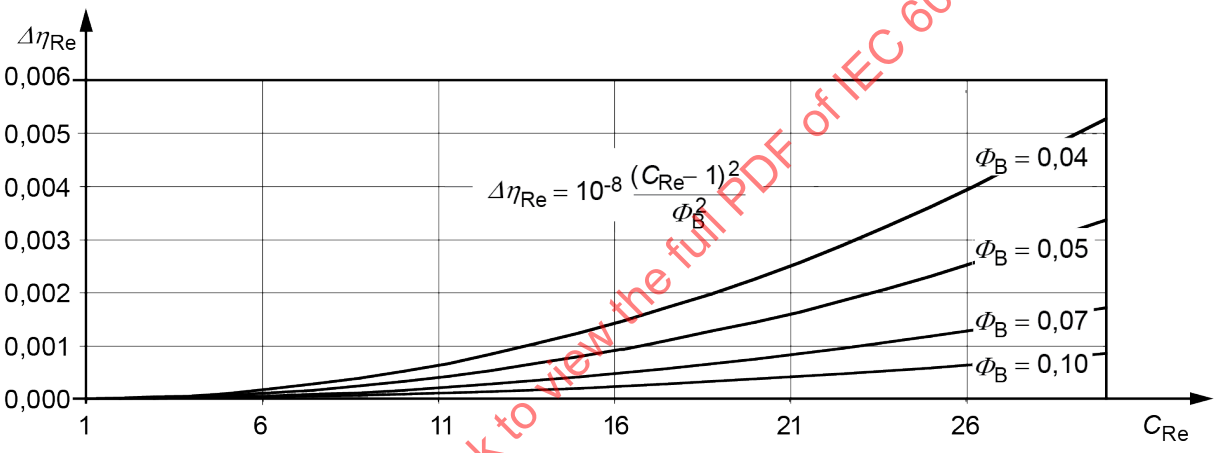


Figure I.3 – Influence of Reynolds number

I.3 Transposition formula

If the guarantees are referred to prototype, the model hydraulic efficiencies η_{hM} are transposed to prototype conditions using the following formula:

$$\Delta\eta_h = \eta_{hP} - \eta_{hM} = \Delta\eta_{Fr} + \Delta\eta_{We} + \Delta\eta_{Re}$$

$$\Delta\eta_h = \eta_{hP} - \eta_{hM} = 5{,}7\Phi_B^2\left(1 - C_{Fr}^{0,3}\right) + 1{,}95 \times 10^{-6} \frac{C_{We} - 1}{\Phi_B^2} + 10^{-8} \frac{(C_{Re} - 1)^2}{\Phi_B^2}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Annex J
(normative)

Analysis of random errors for a test at constant operating conditions

J.1 General

Repeated measurements at one operating point may be expected to show differences in measurements but their mean value is a better estimate of the true value than any individual measurement. The accuracy of the mean value depends on the number of measurements and their individual deviations from the mean (scatter).

It is possible to calculate statistically the uncertainty in a measurement of a variable when the associated error is purely random in nature. To do this it is necessary to calculate the standard deviation and to decide on the confidence level which is to be attached to the uncertainty. For this document, a 95 % confidence level shall be used.

J.2 Standard deviation

The exact value of standard deviation σ of any measured parameter is rarely known exactly: usually, only an estimate s of σ is available, based on a limited number of observations.

If the error in the measurement of a quantity Y is purely random, then, when n independent measurements of the quantity are made, the standard deviation (defined here as the "estimated standard deviation," see ISO 5168) of the distribution of results s_Y is given by the equation:

$$s_Y = \left[\frac{\sum_{r=1}^{n} \left(Y_r - \overline{Y} \right)^2}{n-1} \right]^{1/2}$$

where

$\overline{Y}$ is the arithmetic mean of the n measurements of the variable Y;

Y_r is the value obtained by the r^{th} measurement of the variable Y;

n is the total number of measurements of the variable Y.

For brevity, s_Y is normally referred to as "the standard deviation of Y". The square of the standard deviation s_Y^2 is called "the variance".

The random error in the result can be reduced by making as many measurements as possible of the variable and using the arithmetic mean value, since the standard deviation of the mean of n independent measurements is $\sqrt{n}$ times smaller than the standard deviation of the measurements themselves. Thus, the standard deviation of the mean, $s_{\overline{Y}}$ is given by the equation:

$$s_{\overline{Y}} = \frac{s_Y}{\sqrt{n}}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

J.3 Confidence levels

If the true standard deviation σ_Y, is known (as n approaches infinity, s_Y approaches σ_Y), the confidence level can be related to the uncertainty of measurements as indicated in Table J.1.

Table J.1 – Confidence levels

Uncertainty	Confidence level
$\pm 0{,}674\,\sigma_Y$	0,50
$\pm 0{,}954\,\sigma_Y$	0,66
$\pm 1{,}960\,\sigma_Y$	0,95
$\pm 2{,}576\,\sigma_Y$	0,99

For example, the interval $Y_r \pm 1{,}96\sigma_Y$ would be expected to contain 95 % of the population. That is to say, where a single measurement of the variable Y is made and where the value of σ_Y is independently known, there would be a probability of 0,05 of the interval $Y_r \pm 1{,}96\sigma_Y$ not including the true value.

In practice, of course, it is only possible to obtain an estimate of the standard deviation since an infinite number of measurements would be required in order to determine it precisely, and the confidence limits shall be based on this estimate. The Student's "*t* distribution" for small samples should be used to relate the required confidence level to the interval.

J.4 Student's *t* distribution

The uncertainty at 95 % confidence level may be found as follows:

a) if n is the number of measurements, $(n-1)$ is taken as the number of degrees of freedom, ν;

b) the value of t for the appropriate number of degrees of freedom is read in Table J.2;

c) the standard deviation s_Y of the distribution of the measurements of the quantity Y is calculated as stated in J.2;

d) the range of values within which any reading would be expected to be with 95 % confidence is

$$\overline{Y} \pm t \cdot s_Y ;$$

e) the difference between a new reading and the average of the sample should be less than

$$t \cdot s_Y \cdot \sqrt{1 + 1/n} ;$$

f) the range of values within which the true value of the quantity would be expected to lie with 95 % confidence, i.e. the band of uncertainty, is

$$\overline{Y} \pm \frac{t \cdot s_Y}{\sqrt{n}} = \overline{Y} \pm t \cdot s_{\overline{Y}} .$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Table J.2 – Values of Student's *t*

Degrees of freedom $\nu = n - 1$	Student's t	$\frac{t}{\sqrt{n}}$
	For 95 % confidence level	
1	12,706	8,984
2	4,303	2,484
3	3,182	1,591
4	2,776	1,241
5	2,571	1,050
6	2,447	0,925
7	2,365	0,836
8	2,306	0,769
9	2,262	0,715
10	2,228	0,672
11	2,201	0,635
12	2,179	0,604
13	2,160	0,577
14	2,145	0,554
15	2,131	0,533
20	2,086	0,455
30	2,042	0,367
60	2,000	0,256
∞	1,960	0

For other values of ν, t can be computed from the following empirical equation:

$$t = 1{,}96 + 2{,}36/\nu + 3{,}2/\nu^2 + 5{,}2/\nu^{3{,}84}$$

J.5 Maximum permissible value of uncertainty due to random errors

If the required range of accepted uncertainty due to random errors associated with $\overline{Y}$ is $\pm e_{r\,max}$, then

$$e_r = \frac{t \cdot s_Y}{\sqrt{n}}$$

should not exceed $e_{r\,max}$.

Alternatively, for a value of $e_{r\,max}$ associated with the 95 % confidence level, the estimated standard deviation s_Y should not exceed the value of

$$s_{Y\,max} = \frac{e_{r\,max}\sqrt{n}}{t}$$

For convenience, values of $t/\sqrt{n}$ are given in Table J.2.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The mean value of a series of points which meet the above criteria will be acceptable. Table J.2 applies only to repeated points at constant operating conditions.

J.6 Example of calculation

The following example illustrates the computation of the estimated standard deviation and the uncertainty for $n = 8$ observations of a quantity Y.

Table J.3 – Computation of the estimated standard deviation and the uncertainty for eight observations

Measured values Y_i	$\overline{Y} - Y_i$	$(\overline{Y} - Y_i)^2$
92,80	–0,156 25	0,024 414
92,70	–0,056 25	0,003 164
92,60	+0,043 75	0,001 914 1
92,50	+0,143 75	0,020 664 1
92,70	–0,056 25	0,003 164 1
92,75	–0,106 25	0,011 289 1
92,50	+0,014 375	0,020 664 1
92,60	+0,043 75	0,001 914 1

where

$$\overline{Y} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} Y_i = 92{,}643\ 75$$

$$\sum_{i=1}^{n}\left(\overline{Y} - Y_i\right)^2 = 0{,}087\ 187\ 6$$

Estimated standard deviation of the observations:

$$s_Y = \sqrt{\frac{\sum\left(\overline{Y} - Y_i\right)^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{0{,}087\ 187\ 6}{8-1}} = 0{,}111\ 604$$

The uncertainty due to random errors associated with the mean value at the 95 % confidence level:

$$(e_Y)_r = \pm\frac{t \cdot s_Y}{\sqrt{n}} = \pm\ 0{,}111\ 604 \times 0{,}836 = \pm\ 0{,}093\ 3$$

$$(f_Y)_{r95} = \frac{(e_Y)_r}{\overline{Y}} = \pm\frac{0{,}093\ 3}{92{,}643\ 7} = \pm\ 0{,}1\%$$

In the case of the examined measure being the efficiency, it should then be verified that this value of the observed uncertainty $(f_{\eta h})_r$ does not exceed the maximum permissible uncertainty due to random errors agreed prior to the test (see 6.9.2.3.1).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Annex K
(normative)

Calculation of plant Thoma number σ_{pl}

K.1 Definition of σ_{pl}, *NPSE* and *NPSH*

These terms are referred to the low-pressure side of the machine and are in direct relation with the cavitation phenomenon. The symbol σ_{pl} denotes the range of the Thoma number (see 3.4.13.9) occurring at plant conditions and is defined as follows:

$$\sigma_{pl} = \frac{NPSE}{E} = \frac{NPSH}{H}$$

If it was agreed to use the transposition formulas for scale effects from the IEC 62097, the specific energy E shall be computed accordingly.

Subclause 11.3 of IEC 60041:1991 explains various possibilities for calculating *NPSE* of a prototype machine, as illustrated and explained below. If the pressure p_{abs2} (see Figure K.1) at point 2 inside the draft tube is known, *NPSE* can be calculated in case of a turbine or a pump according to the following formula:

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 (z_r - z_2)$$

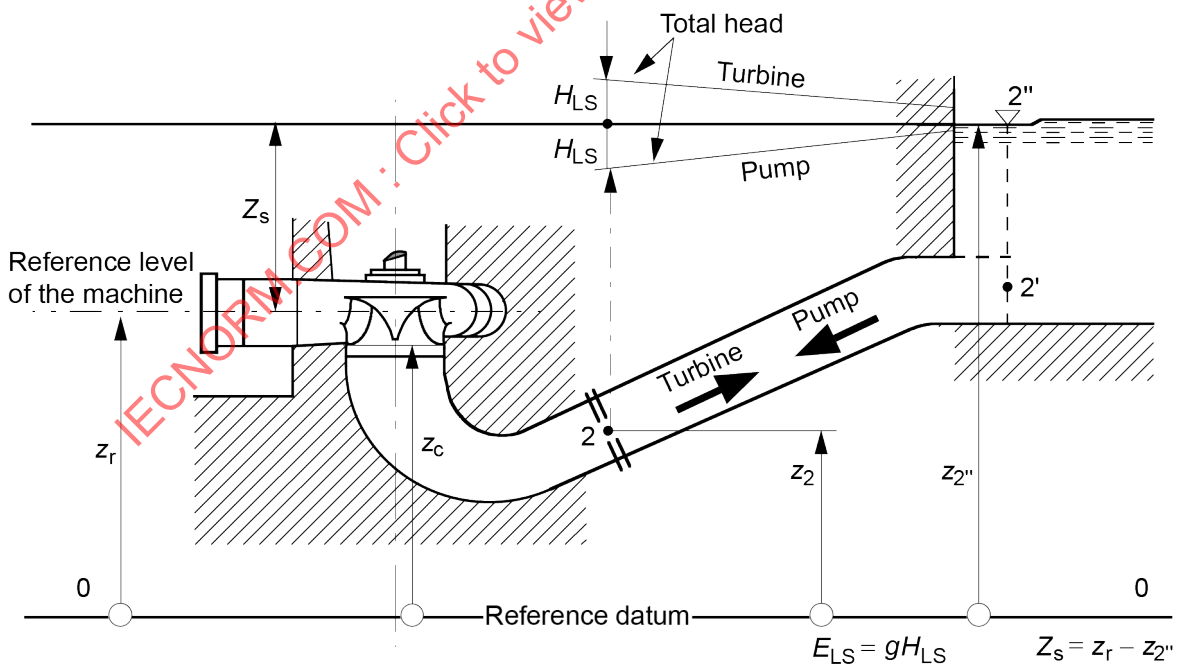


Figure K.1 – Definition for determination of net positive suction energy, *NPSE*, and net positive suction head, *NPSH*, of a prototype machine ($E_{LS} \neq 0$)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Usually only the tailwater level for specified hydraulic conditions is known. In that case, *NPSE* is calculated according to the following formula using the tailwater level $z_{2"}$ close to the draft tube outlet (turbine) or inlet (pump) and considering the specific hydraulic energy losses E_{LS} between sections 2 and 2':

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{p_{amb2"} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2 (z_r - z_{2"}) \pm E_{LS}$$

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{p_{amb2"} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2 Z_s \pm E_{LS} \begin{cases} + \textit{ for } \text{turbines} \\ - \textit{ for } \text{pumps} \end{cases}$$

σ_{pl} is usually referred to the reference level of the machine z_r (see 3.4.8.5). As recommended in 5.3.5.2, the cavitation reference level z_c shall be chosen corresponding to the location where the relevant cavitation occurs. Consequently, σ_{pl} shall also be referred to z_c, and the corresponding definition is identified as σ_{plc}:

$$\sigma_{plc} = \frac{NPSE - g_2 (z_c - z_r)}{E}$$

$$\sigma_{plc} = \frac{\frac{p_{amb2"} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2 (z_c - z_{2"}) \pm E_{LS}}{E}$$

When section 2' and the corresponding tailwater level 2" are far from the draft tube opening, and it can be assumed $v_{2'} \approx 0$ the formula changes to:

$$\sigma_{plc} = \frac{\frac{p_{amb2"} - p_{va}}{\rho_2} - g_2 (z_c - z_{2"}) \pm E_{LS}}{E}$$

K.2 Data needed to calculate σ_{plc}

As stipulated in 4.1.1, most of the following site data shall be provided or specified by the purchaser:

a) Constant plant data

The following data are usually assumed as constant data, i.e. they do not depend on operating conditions.

– Ambient pressure p_{amb}
If not specified, p_{amb} is taken from Table B.6 as a function of the tailwater level $z_{2"}$ (average value).

– Water temperature θ_w, θ_{wmax}
The average value θ_w and the maximum value θ_{wmax} shall be specified. The value θ_w is to be used for calculation of E, P_h and η_{hM}, whereas θ_{wmax} shall be used to get the lowest possible value of σ_{plc}.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

– Vapour pressure p_{va}
The value p_{va} is taken from Table B.4 as a function of water temperature θ_w. To determine the minimum value of σ_{plc}, it is necessary to use the value θ_{wmax}.

– Draft tube cross section A_2 or measuring section $A_{2'}$
To calculate the mean flow velocity v_2 or $v_{2'}$, it is to be agreed on which cross-section area shall be used (except if it is assumed that $v_{2'} = 0$).

– Density of water ρ_2
This value is to be taken from Table B.2 as a function of θ_w or θ_{wmax} (negligible impact on resulting σ_{plc}).

– Reference level z_r
The reference level z_r is defined by Figure 5 and is corresponding to IEC 60041:1991 definition. This value is usually specified on the main section drawing and/or in the technical specification.

– Cavitation reference level z_c
The level z_c shall be defined by mutual agreement. For example, for large tubular turbines with horizontal shaft, more than one level z_c may be agreed upon.

b) Variable plant data

The following data usually depend on the operating conditions of the machine.

– Tailwater level $z_{2''}$
The variation of $z_{2''}$ is usually specified as a function of the specific hydraulic energy E.

– Specific hydraulic energy E
The range and the relevant values of E shall be given in the technical specification. Sometimes only the headwater and tailwater levels and the resulting values of geodesic height (gross head) are given. In this case E shall be calculated by considering the relevant energy losses E_{LS} on the high and low-pressure sides of the machine.

– Mean velocity $v_{2'}$ or v_2
$v_{2'}$ or v_2 are calculated using the agreed relevant draft tube cross-section area A_2 or $A_{2'}$ and the discharge Q for each specified operating point where cavitation tests are to be performed.

– Specific hydraulic energy losses E_{LS}
In case such losses are to be considered, they are usually specified and depend on discharge, i.e. on Q.

In view of cavitation tests, it is recommended to summarize in a separate document the relevant data for calculation of the various σ_{plc} values. It is also helpful to add a schematic drawing similar to Figure K.1. The following Table K.1 is an example how the resulting σ_{plc} values and other relevant data can be summarized.

Table K.1 – Summary of calculated σ_{plc} values and other relevant data

E (J/kg)	$z_{2''}$ (m)		Q (m^3/s)		$v_{2'}$ (m/s)		E_{LS} (J/kg)		σ_{plc} (-)	
	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.
Maximum Specified --- Minimum										

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Annex L
(informative)

Flux diagram of specific hydraulic energy, flow and power

As a supplement to Figure 6, a more detailed analysis of internal losses in the runner/impeller of a reaction machine is presented in Figure L.1 and Figure L.2. According to recent publications, this analysis is needed to determine the scale effect on efficiency and power and also on specific hydraulic energy.

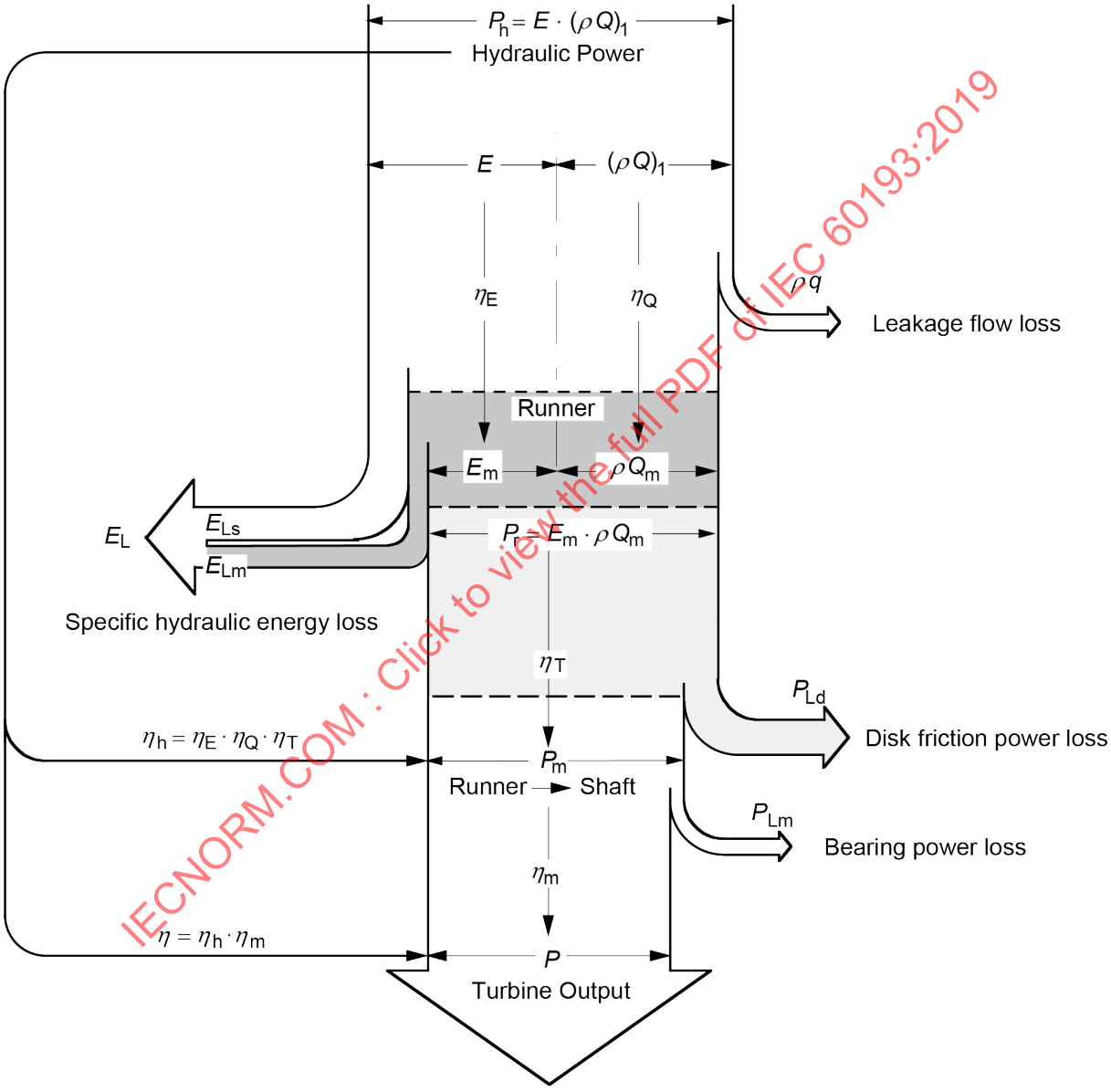


Figure L.1 – Turbine

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

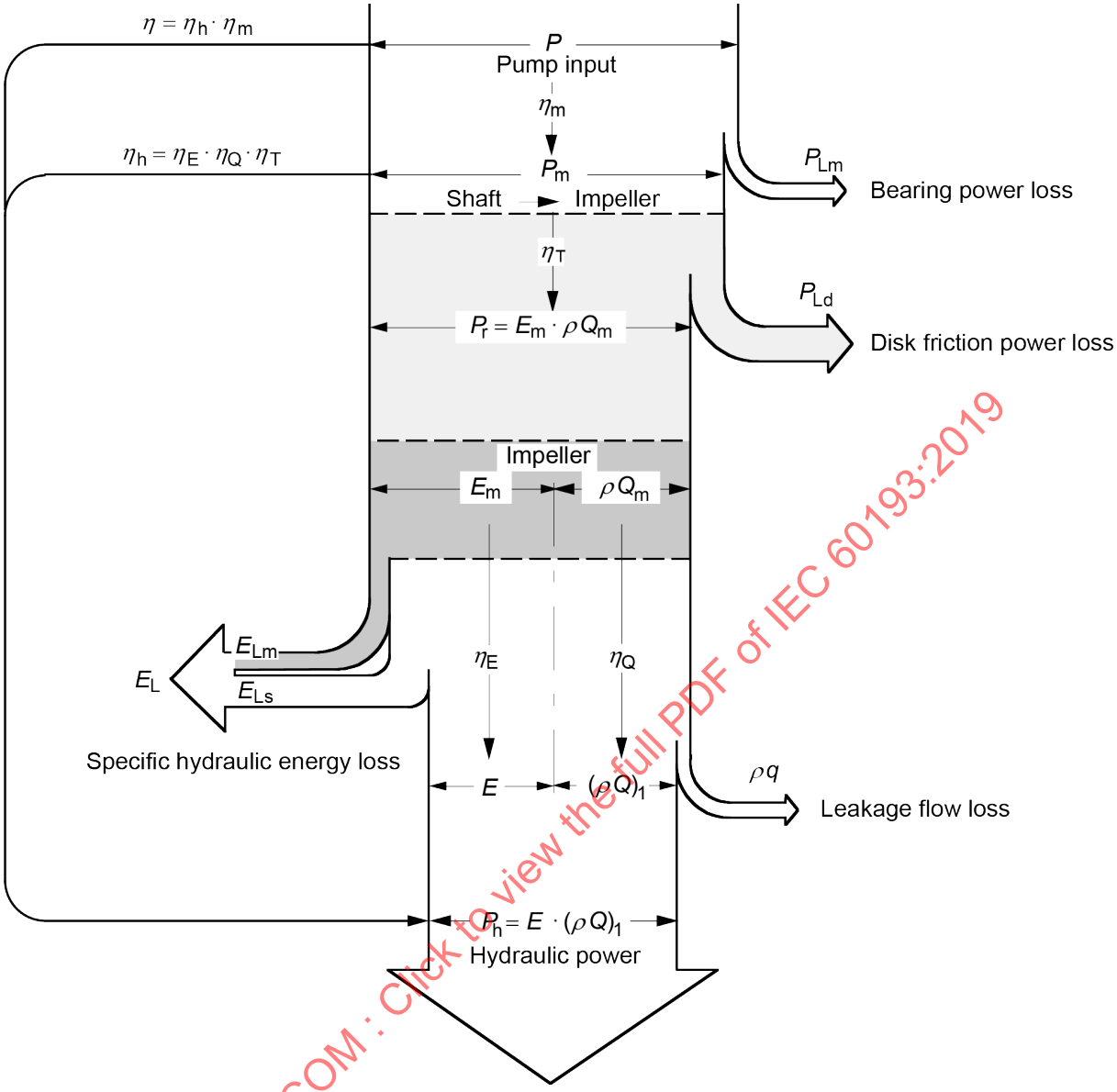


Figure L.2 – Pump

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The following quantities: P, P_h, P_m, P_{Lm}, Q, q, E, E_L, ρ, η, η_h, and η_m are defined in 3.4. Other quantities are defined below:

P_r is the hydraulic power transmitted from water to the runner (turbine) or from impeller to water (pump);

P_{Ld} is the hydraulic power dissipated in the chambers between the outer surface of runner/impeller and the corresponding stationary walls;

E_m is the specific hydraulic energy available for runner to produce power (turbine) or imparted to the water by impeller (pump);

Q_m is the volume of water per unit time passing through runner/impeller blades;

E_{Lm} is the specific hydraulic energy loss in runner/impeller blades;

E_{Ls} is the specific hydraulic energy loss in stationary parts;

E_L is the specific hydraulic energy loss between high (low) pressure section and low (high) pressure section of turbine (pump);

η_Q is the volumetric efficiency of runner/impeller given by the ratio of Q_m/Q_1 (turbine) or by the ratio of Q_1/Q_m (pump);

η_E is the specific energy efficiency of runner/impeller given by the ratio of E_m/E (turbine) or by the ratio of E/E_m (pump);

η_T is the power efficiency of runner/impeller given by the ratio of P_m/P_r (turbine) or P_r/P_m (pump).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Annex M
(informative)

Synchronous and asynchronous components of pressure signals

As mentioned in 7.2.2.8.1, at part load, the pressure fluctuations induced by the vortex rope in the same draft tube cross section can be divided into two components. The synchronous component of the pressure fluctuation pulsates synchronously in this cross section, whereas the asynchronous component varies periodically in time.

The synchronous component:

$$\tilde{p}_{\text{syn}}(t) = p_{\text{syn}} e^{i\omega t}$$

is schematically represented in Figure M.1 b). The pressure varies periodically from high pressure with positive amplitude of $\tilde{p}_{\text{syn}}$ to low pressure with negative amplitude.

The asynchronous component:

$$\tilde{p}_{\text{asyn}}(\alpha,t) = p_{\text{asyn}} e^{i\alpha} e^{i\omega t}$$

is schematically displayed in Figure M.1 c). High and low pressure are shown with positive and negative amplitude of $\tilde{p}_{\text{asyn}}$.

The pressure fluctuation can therefore be written as the real part of the synchronous and the asynchronous component:

$$\tilde{p}(\alpha,t) = Re\left[\tilde{p}(\alpha,t)\right] = Re\left[\tilde{p}_{\text{syn}}(t) + \tilde{p}_{\text{asyn}}(\alpha,t)\right]$$

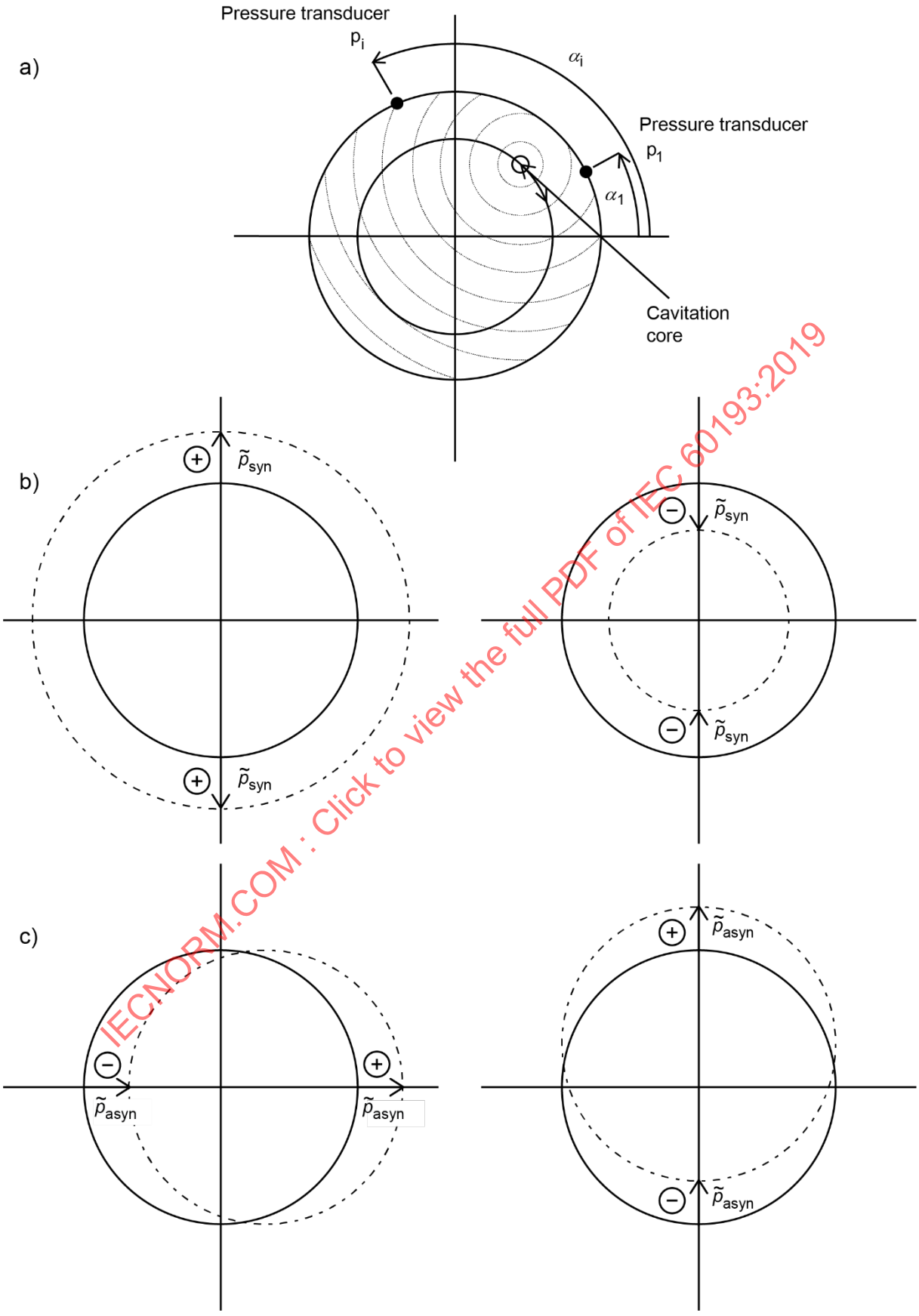
These two components can be identified by performing the phase analysis of the signals of two or more pressure transducers at the same section.

For example, if two pressure transducers p_1 and p_2 are installed at an angle of $\alpha_2 - \alpha_1 = 180°$ (see 7.2.2.3), the synchronous and asynchronous parts are therefore:

$$p_{\text{syn}} = \frac{\tilde{p}_1(t) + \tilde{p}_2(t)}{2}$$

$$p_{\text{asyn}} = \frac{\tilde{p}_1(\alpha_1,t) - \tilde{p}_2(\alpha_2,t)}{2}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure M.1 – a) Representation of asynchronous pressure pulsation and location of pressure transducers, and b) synchronous and c) asynchronous parts of the pressure signal

Annex N
(informative)

Natural frequency of the hydraulic system

The natural frequency values and mode shapes of the hydraulic system can be calculated by hydroacoustic numerical simulation tools (see reference [30]). The natural frequency values of the hydraulic system can be significantly influenced by the gaseous volume V_{vap} of the cavitation vortex rope developing in the draft tube. To study the dynamics of the complete system, it is necessary to take into account the influence of the cavitation vortex rope on the system dynamics by introducing the following two characteristics:

The cavitation compliance of the cavitation vortex rope, which is defined as:

$$C_c = \frac{-\partial V_{vap}}{\partial NPSE}$$

The mass flow gain factor of the cavitation vortex rope, which is defined as:

$$\chi = \frac{-\partial V_{vap}}{\partial Q}$$

Consequently, the dynamics of the complete hydraulic system depends on the following operating parameters:

- discharge ratio $\frac{Q_{nD}}{Q_{nD\ ref}}$;
- Thoma number;
- Froude number;
- injected air discharge.

If it is possible to determine the hydraulic system natural frequencies and mode shapes of the model by methods described below, the possibility of the occurrence of resonance can be evaluated for each agreed operating point along the exploration path by comparing it to the frequency range of the pressure excitations.

Two methods can be used for the determination of the natural frequencies and eigenmode shape of the hydraulic system including the model and the test rig.

They consist in:

- exciting the draft tube with a specific system which forces an external pressure fluctuation, and analysing the frequency response of the complete hydraulic system with pressure transducers;
- measuring the various volumes of cavity in the draft tube when varying operating discharge coefficient Q_{nD} and Thoma number value in order to estimate the natural frequency values and mode shape by hydroacoustic numerical simulation tool.

If the Thoma similitude and Froude similitude are fulfilled, the cavitation compliance and the mass flow gain factor of the cavitation vortex rope can be transposed from the model to the prototype as follows:

$$C_{c,P} = C_{c,M}\left(\frac{n_M}{n_P}\right)^2 \frac{D_P}{D_M}$$

$$\chi_P = \chi_M \frac{n_M}{n_P}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Annex O
(informative)

Calculation of axial force components

O.1 General

This annex gives recommendations for the calculation of specific hydraulic forces/thrusts resulting from seals, side chambers and conduits interacting with the stationary and rotating parts of the runner/impeller. These examples refer to simple seals/labyrinths. For more complicated configurations, refer to IEC 62097:2009, Annex E for loss coefficients.

O.2 Calculating the force acting on the runner crown (F_2)

O.2.1 General

As described in Table 11 (see 7.3.2), the total hydraulic axial force on the runner crown is the sum of the forces in all the zones of specific energy loss. This can be estimated using the following equation, assuming that the pressure distribution is parabolic:

$$F_2 = \pi \sum_{i=1}^{n} \left(r_i^2 - r_{i+1}^2 \right) \left(p_i + \frac{\Delta p_i}{2} \right)$$

for n number of zones with anticipated specific hydraulic energy loss, where,

r_i is the radius of the studied zone (m);

p_i is measured or calculated from the iterative computation of the pressure distribution (Pa);

Δp_i is measured or calculated (Pa). This value is typically negative (see O.2.2).

The specific hydraulic energy losses are caused by the following components: labyrinth seals, balancing pipes, crown equalizing holes and baffles. Calculations for each specific hydraulic energy loss in the crown section are presented in the following subclauses.

O.2.2 Pressure specific energy losses due to seal clearance

The specific energy loss, Δp_s, can be calculated using the Blasius formula:

$$\Delta p_s = \frac{\rho_w}{2} \left(\lambda_c \frac{h_s}{2c} + K_s \right) v_s^2 \quad \text{Pa}$$

where

c is the radial seal clearance (m);

h_s is the seal height (m);

λ_c = 0,316 4 $Re^{-0,25}$, is the dimensionless specific energy loss coefficient due to friction;

K_s is the dimensionless specific energy loss coefficient (to be estimated).

v_s is the velocity of the flow through the seal (m/s).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

The Reynolds number in a seal clearance, Re_s, is defined by:

$$Re_s = \frac{q_s}{\pi r_s \nu_w}$$

where

ν_w is the kinematic viscosity of water (m^2/s) (see 5.7.3.3 and Annex B);

q_s is the leakage discharge through the seal (m^3/s);

r_s is the mean seal radius (m).

When the loss coefficient K_s is calculated according to the method in IEC 62097:2009, Annex E, K_s = 1,5. This is the sum of the specific energy loss due to the abrupt restriction at the seal inlet section ($K_{s,inlet}$ = 0,5) and the sudden expansion at the seal outlet ($K_{s,outlet}$ = 1).

The cross-sectional area of the seal clearance is determined using the following equation:

$$A_s = 2\pi r_s c$$

Therefore,

$$\Delta p_s = \frac{\rho_w}{2}\left(\frac{0{,}3164\nu_w^{0,25} h_s q_s^{1,75}}{(2c)^{1,25} A_s^{1,75}} + K_s \frac{q_s^2}{A_s^2}\right) \text{ Pa}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

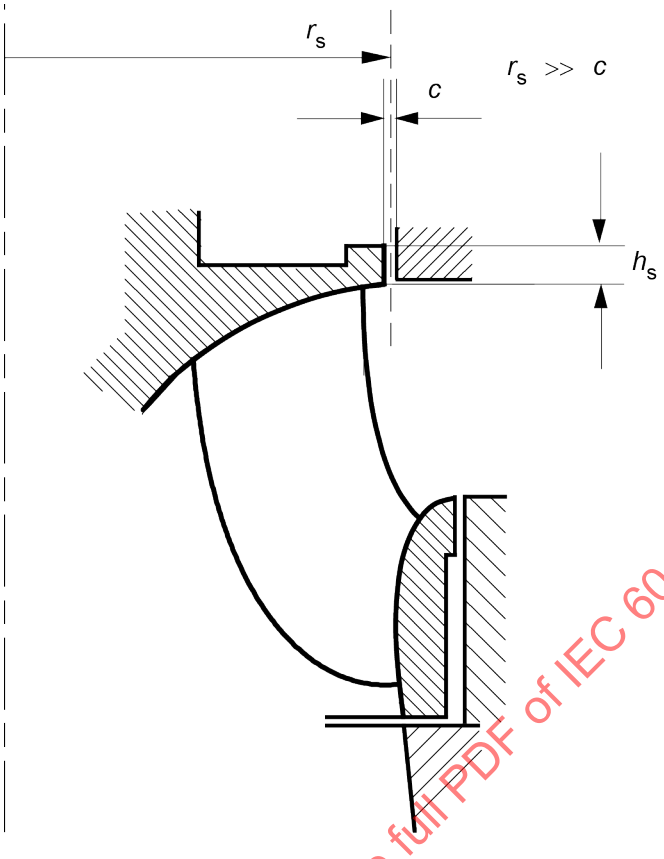


Figure O.1 – Crown seal clearance

O.2.3 Pressure specific energy losses through the centrifugal zones between the stationary and rotating parts

In the centrifugal zones, the radial friction is neglected and the water rotation between the stationary wall and the rotating parts is assumed to rotate with an angular speed ω defined by:

$$\omega = 2\pi\mu_c n$$

where

μ_c is the speed coefficient (between 0 and 1).

The specific energy losses are written using the following equation:

$$\Delta p_{cen} = 2\rho_w (\pi\mu_c n)^2 \left(r_r^2 - r_a^2\right) \text{ Pa}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

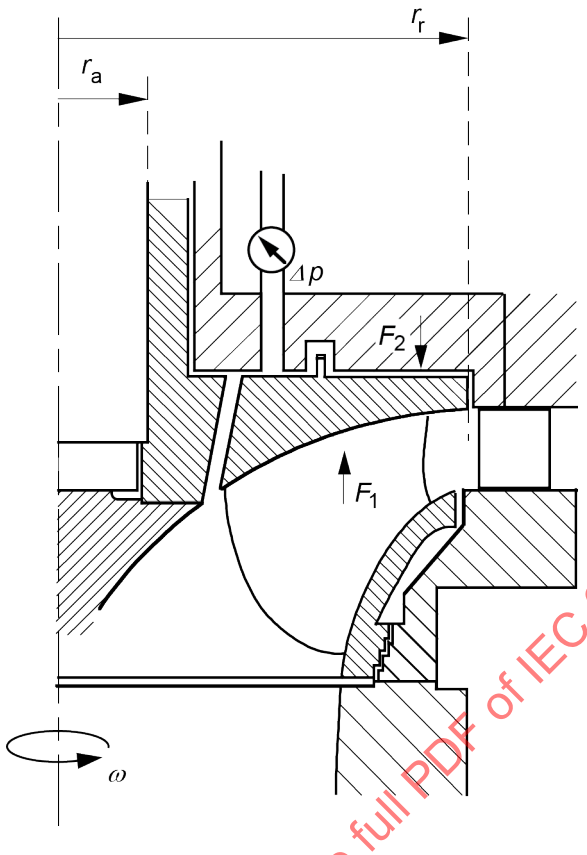


Figure O.2 – Crown radius

O.2.4 Pressure specific energy losses in a pressure relief/equilibrium pipe

The relief pipe specific energy losses are the sum of friction losses and losses due to the inlet and outlet of the pipe. The specific energy losses can be written as follows:

$$\Delta p_p = \frac{\rho_w}{2}\left(\lambda_p \frac{l_p}{d_p} + K_p\right)\left(\frac{q_s}{A_p}\right)^2 \quad \text{Pa}$$

where

l_p is the length of pipe (m);

d_p is the diameter of pipe (m);

λ_p is the dimensionless friction coefficient in the pipe (as a function of the Reynolds number of the pipe Re_p and of the roughness value ε_p);

K_p = 1,5, is the dimensionless pipe specific energy loss coefficient (see IEC 62097:2009, Annex E). This is the sum of the specific energy loss due to the abrupt restriction at the pipe inlet section ($K_{p,inlet}$ = 0,5) and the a sudden expansion at the pipe outlet ($K_{p,outlet}$ = 1);

$A_p = \frac{\pi d_p^2}{4}$ is the pipe surface cross section area (m^2);

q_s is the leakage discharge through the seal (m^3/s).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

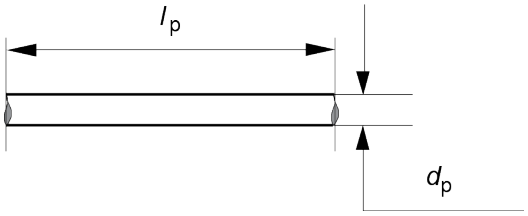


Figure O.3 – Pressure relief pipe

The Reynolds number in a smooth pipe, Re_p, is defined by:

$$Re_p = \frac{4q_s}{\pi d_p \nu_w}$$

where

ν_w is the kinematic viscosity of water (m^2/s) (see 5.7.3.3 and Annex B).

The friction coefficient, λ_p, is defined by the Churchill formula for both turbulent and laminar flows:

$$\lambda_p = 8\left[\left(\frac{8}{Re_p}\right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}}\right]^{1/12}$$

where

$$A = \left[2{,}457 \ln\left(\frac{1}{(7/Re_p)^{0,9} + 0{,}27\varepsilon_p/d_p}\right)\right]^{16}$$

where ε_p is the roughness value for the pipe walls, and

$$B = \left(\frac{37\ 530}{Re_p}\right)^{16}$$

O.2.5 Additional specific energy losses

Additional specific energy losses can occur as a result of inserts in conduits, bends in the balancing pipes, diaphragms, etc. These are estimated using the following formula:

$$\Delta p_i = 8\rho_w \xi \frac{q_s^2}{\pi^2 d_i^4} \text{ Pa}$$

where

q_s is the leakage discharge (m^3/s);

d_i is the diameter at the specific energy loss location (m);

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

ξ is the dimensionless specific energy loss coefficient due to a bend, diaphragm, transition, balancing holes, baffles, valves, etc. (see [31]).

O.3 Calculating the force acting on the runner band (F_3)

As described in Table 11 (see 7.3.2), the total hydraulic axial force on the runner band is the sum of the forces in all the zones of specific energy loss. These losses can be calculated in the same method as O.2.2 (for seal clearances losses) and O.2.3 (for the loss due to the rotation of the runner/impeller).

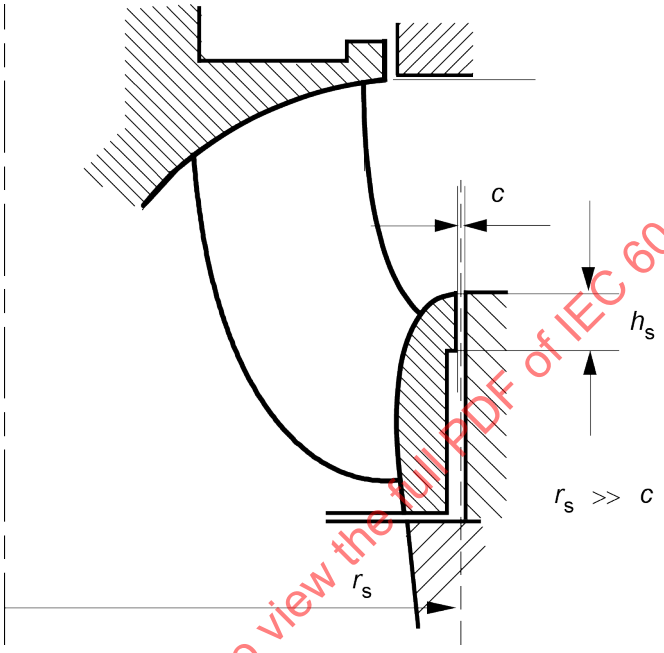


Figure O.4 – Runner band seal

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Bibliography

Main text references

The following references are found in the main text sections except Subclauses 7.2.1 and 7.2.2:

[1] Herbst, G., Roegener, H., *Neue kanonische Zustandsgleichung des Wassers*, Fortschritt-Berichte VDI-Z, Reihe 6, Nr. 50 (1977)

[2] Kell, G.S., Whalley, E., *Re-analysis of the density of liquid water in the range 0 to 150 °C and 0 to 1 kbar*, Communication à la 8e Int. Conf. Prop. Steam, Giens, (1974)

[3] Kell, G.S., McLaurin, G.E., Whalley, E., *The PVT properties of liquid water in the range of 150 to 350 °C and 0 to 1 kbar*, Communication à la 8e Int. Conf. Prop. Steam, Giens (1974)

[4] Borel, L., Nguyen Dinh Lan., *Equations of state and Joule. Thomson coefficient*, 10th Int. Conf. Prop. Steam, Moscow (1984)

[5] Haar, L., Gallagher, J.S., Kell, S.G., *NBS/NRC steam tables: thermodynamic and transport properties, and computer programs for vapor and liquid states of water in SI units*, Hemisphere Publ. Corp. (1984)

[6] Weber, P., *Bemerkungen zur thermodynamischen Methode der Wirkungsgrad-bestimmung von Wasserturbinen und Speicherpumpen*. Bulletin des Schweiz. El. techn. Vereins BD. 55 (1964), No. 24, pp. 1199-1208

[7] Gindroz, B., *Lois de similitude dans les essais de cavitation des turbines Francis*. Thesis No. 914, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL), Lausanne (1991)

[8] Gindroz, B., Henry, P., Avellan, F., *Similarity of cavitation inception in Francis turbines*. 15th Symposium of the IAHR (Internal Association for Hydraulic Research), Belgrade (1990)

[9] Brand, F.L., *A physical process for the determination of dissolved and un-dissolved gases in water*, Voith Research and Construction, Vol. 27e (1980), Paper 7

[10] Kestin, J., Whitelaw, J.H., *Sixth International Conference on the Properties of Steam-Transport Properties of Water Substance*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 88, n.1 (1966), pp 82-104

[11] *VDI-Wärmeatlas*, VDI Verlag Düsseldorf (2013)

[12] Landolt, Börnstein, *Zahlenwerte und Funktionen*, Vol. IV, Technik, Part 1 and Physikalisch-Technische Bundesanstalt, Germany (1953)

[13] Kubota, T, Tsukamoto, T., *Calculation of prototype cavitation characteristics in large bulb turbines*, Water Power & Dam Construction, Vol. 40 (1988)

[14] Kubota, T., Tsukamoto, T., *Scale effect on cavitation runaway speed of large bulb turbine for low head*. 15th Symposium of the IAHR, Belgrade (1990)

[15] Grubbs, F.E., *Procedures for detecting outlying observations in samples*, Technometrics, Vol. 12, n.1 (1969), pp 1-21

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Pressure fluctuation references

The references listed below provide additional information on the topics covered by Subclauses 7.2.1 and 7.2.2:

[16] Bendat J., Piersol A. G., *Random data: analysis and measurements procedures*. New York, John Wiley, 4th edition (2010)

[17] Heinzel G., Rüdiger A., Schilling R., *Spectrum and spectral density estimation by the Discrete Fourier transform (DFT), including a comprehensive list of window functions and some new flat-top windows*, Max Planck Society, 2002.

References for the scale effect on efficiency for reaction machines

The references listed below provide additional information on the topics covered by Annex D:

[18] Osterwalder, J., *Efficiency scale-up for hydraulic turbomachines with due consideration of surface roughness*, Journal of Hydraulic Research 16 (1978) No. 1, pp. 55 to 76

[19] Ida, T., *Recent research of scale effects on performance characteristics of hydraulic turbomachines*, Kanagawa University, Yokohama, April 1983

[20] Osterwalder, J., Hippe L., *Guidelines for efficiency scaling process of hydraulic turbomachines with different technical roughness of flow passages*, Journal of Hydraulic Research 22 (1984), No. 2, pp. 77 to 102

[21] Ida, T., *Scale effects of water turbine performances considering only surface roughness*, *Proceedings* from 14th Symposium IAHR 1988, pp. 813 to 824

[22] Henry, P., Leroux, A., Levesque, J.M., Miron, J.G., *Performance of the LG-4 turbines*, Proceedings from 14th Symposium IAHR 1988, pp. 787 to 799

[23] Ida, T., *New formula for efficiency step-up of hydraulic turbine*, Proceedings from 17th Symposium IAHR 1994, pp. 827 to 840

[24] Nichtawitz, A., *Discussion on step-up procedures in hydraulic machines*, Proceedings from 17th Symposium IAHR 1994, pp. 841 to 852

[25] Spurk, J.H., Grein, H., *Performance conversion method for hydraulic turbines and pumps*, Water Power & Dam Construction, (1993-11), pp. 42-49.

[26] Fay, Á.Á., *On the accuracy of hydro turbine performance prediction based on model tests*, Modelling, Testing & Monitoring for Hydro Powerplants, Budapest, Hungary, July 1994, pp. 425-434.

References for the scale effect on efficiency for impulse turbines

The references listed below provide additional information on the topics covered by Annex I:

[27] Grein, H., Meier, J., Klicov, D., *Efficiency scale effects in Pelton turbines*, Proceedings, Vol. II, IAHR Symposium, Montreal, Canada, 1986, paper No. 76

[28] Grein, H., Klicov, D., Wieser, W., *Efficiency scale effects in Pelton turbines*. Water Power & Dam Construction, May 1988, p. 32

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

[29] *Handbook of chemistry and physics*, editor Robert C. West, 58th edition 1977-78, CRC Press Inc., Cleveland, Ohio

The references listed below provide additional information on the topics covered by Annex N:

[30] Nicolet, C., Alligné, S., Kawkabani, B., Koutnik, J.,Simond, J.J., Avellan, F., *Stability study of Francis pump-turbine at runaway*, 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Czech Republic, October 2009

Axial force references

The references listed below provide additional information on the topics covered by Annex O:

[31] Idel'cik, I.E., Memento des pertes de charge (Handbook of energy losses). 2nd edition, Paris, 1979. Or Idel'cik, I.E., Handbook of hydraulic resistance. 2nd edition, Springer-Verlag, 1986

[32] Kurokawa, J., ToyokuraT.,Shinjo M., Matsuo K., *Roughness Effects on the Flow along an Enclosed Rotating Disk*, Bulletin of the JSME, Vol 21, n 162, dec 1978

Informative standard references

[33] IEC 60041:1991, *Field acceptance test to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines*

[34] IEC 60609-1:2004, *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Cavitation pitting evaluation – Part 1: Evaluation in reaction turbines, storage pumps and pump-turbines*

[35] IEC 60609-2:1997, *Cavitation pitting evaluation in hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Part 2: Evaluation in Pelton turbines*

[36] IEC 60994:1991, *Guide for field measurement of vibrations and pulsations in hydraulic machines (turbines, storage pumps and pump-turbines)*

[37] IEC TR 61364:1999, *Nomenclature for hydroelectric powerplant machinery*

[38] IEC 61366 (all parts), *Hydraulic turbines storage pumps and pump-turbines – Tendering documents*

[39] ISO/IEC 99:2007, *International vocabulary of metrology – Basic and general concepts and associated terms (VIM)*

[40] ISO 1438:2017, *Hydrometry – Open channel flow measurement using thin-plate weirs*

[41] ISO 4006:1991, *Measurement of fluid flow in closed conduits – Vocabulary and* symbols

[42] ISO 4373:2008, *Hydrometry – Water level measuring devices*

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

[43] ISO 5167-1:2003, *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full – Part 1: General principles and requirements*

[44] ISO 5168:2005, *Measurement of fluid flow – Procedures for the evaluation of uncertainties*

[45] ISO 20456:2017, *Measurement of fluid flow in closed conduits – Guidance for the use of electromagnetic flowmeters for conductive liquids*

[46] ISO TR 7066-1:1997[26], *Assessment of uncertainty in calibration and use of flow measurement devices – Part 1: Linear calibration relationships*

[47] ISO 7066-2:1988, *Assessment of uncertainty in the calibration and use of flow measurement devices – Part 2: Non-linear calibration relationships*

[48] ISO 80000-4:2006, *Quantities and units – Part 4: Mechanics*

[49] ISO 80000-11:2008, *Quantities and units – Part 11: Characteristic numbers*

[50] NIST FIPS 180-4:2015, Security Hash Standard (SHS)

[51] NIST FIPS 202:2015, SHA-3 Standard: Permutation-Based Hash and Extendable-Output Functions

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

26 Withdrawn.

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS 323
1 Domaine d'application 325
2 Références normatives 326
3 Termes, définitions, symboles et unités 327
3.1 Généralités 327
3.2 Terminologie générale 327
3.3 Unités 329
3.4 Définitions des termes, symboles et unités 329
3.4.1 Liste des termes et définitions par sujet 329
3.4.2 Indices et signes représentatifs 330
3.4.3 Termes géométriques 332
3.4.4 Grandeurs et propriétés physiques 334
3.4.5 Termes relatifs au débit, à la vitesse d'écoulement et à la vitesse de rotation 335
3.4.6 Termes relatifs à la pression 336
3.4.7 Termes relatifs à l'énergie massique 336
3.4.8 Termes relatifs à la hauteur géométrique et à la hauteur de charge 339
3.4.9 Termes relatifs à la puissance et au couple 341
3.4.10 Termes relatifs au rendement 343
3.4.11 Termes généraux relatifs aux grandeurs fluctuantes 343
3.4.12 Termes relatifs à la mécanique des fluides et à l'effet d'échelle[a)] 346
3.4.13 Termes adimensionnels 347
3.4.14 Termes relatifs aux données complémentaires de fonctionnement 348
4 Nature et étendue des garanties relatives au fonctionnement hydraulique 349
4.1 Généralités 349
4.1.1 Données du projet et coordination 349
4.1.2 Définition des garanties de performances hydrauliques 349
4.1.3 Garanties portant sur des grandeurs liées 350
4.1.4 Forme des garanties 350
4.2 Garanties principales de performances hydrauliques vérifiables par un essai sur modèle 350
4.2.1 Grandeurs garanties pour toute machine 350
4.2.2 Applications particulières 351
4.3 Garanties non vérifiables par des essais sur modèle 353
4.3.1 Garanties sur l'érosion de cavitation 353
4.3.2 Garanties sur la vitesse et la pression instantanées maxima maximorum 353
4.3.3 Garanties de bruit et de vibrations 353
4.4 Données complémentaires de fonctionnement 353
5 Exécution des essais 354
5.1 Exigences imposées à l'installation d'essai et au modèle 354
5.1.1 Choix du laboratoire 354
5.1.2 Installation d'essai 354
5.1.3 Exigences concernant le modèle 355
5.2 Contrôle dimensionnel du modèle et du prototype 357
5.2.1 Généralités 357
5.2.2 Explication des termes utilisés pour le modèle et le prototype 358
5.2.3 But du contrôle dimensionnel 358

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.2.4 Règles générales 358
5.2.5 Procédure 359
5.2.6 Application à différents types de machines 360
5.2.7 Méthodes 360
5.2.8 Précisions des mesures 369
5.2.9 Dimensions à contrôler sur le modèle et le prototype 370
5.2.10 Écarts maximaux de similitude géométrique admissibles entre le prototype et le modèle pour les turbines, pompes et pompes-turbines 375
5.2.11 Ondulation et rugosité de surface 379
5.3 Similitude hydraulique 382
5.3.1 Exigences théoriques fondamentales et paramètres de similitude 382
5.3.2 Conditions de similitude hydraulique utilisées dans le présent document 382
5.3.3 Similitude requise pour les différents types d'essai sur modèle 383
5.3.4 Similitude de Reynolds 384
5.3.5 Similitude de Froude 385
5.3.6 Autres conditions de similitude 388
5.4 Conditions d'essai 389
5.4.1 Détermination des conditions d'essai 389
5.4.2 Valeurs minimales de la taille du modèle et conditions d'essai à respecter 390
5.4.3 Stabilité et fluctuations pendant les mesurages 391
5.4.4 Réglage du point de fonctionnement 391
5.5 Modalités d'exécution des essais 391
5.5.1 Organisation des essais 391
5.5.2 Inspections et étalonnages 394
5.5.3 Exécution des essais 396
5.5.4 Incidents et répétition des essais 401
5.5.5 Rapport d'essai final 402
5.6 Introduction aux méthodes de mesure 403
5.6.1 Généralités 403
5.6.2 Mesures liées aux garanties principales de performances hydrauliques 403
5.6.3 Mesures liées à des données complémentaires 405
5.6.4 Acquisition et traitement des données 405
5.7 Propriétés physiques 405
5.7.1 Généralités 405
5.7.2 Accélération due à la pesanteur 406
5.7.3 Propriétés physiques de l'eau 406
5.7.4 Propriétés physiques de l'atmosphère 412
5.7.5 Masse volumique du mercure 412
6 Performances hydrauliques principales: méthodes de mesurage et résultats 413
6.1 Acquisition et traitement des données 413
6.1.1 Vue d'ensemble 413
6.1.2 Spécifications générales 413
6.1.3 Acquisition des données 413
6.1.4 Spécification des composants 415
6.1.5 Contrôle du système d'acquisition des données 418
6.2 Mesurage du débit 420
6.2.1 Généralités 420
6.2.2 Choix de la méthode de mesurage 420

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.2.3 Exactitude de mesure 421
6.2.4 Méthodes primaires 422
6.2.5 Méthodes secondaires 423
6.3 Mesurage de la pression 426
6.3.1 Généralités 426
6.3.2 Choix de la section de mesure de la pression 427
6.3.3 Prises de pression et lignes de raccordement 427
6.3.4 Appareillage de mesure de la pression 429
6.3.5 Étalonnage des appareils de mesure de pression 436
6.3.6 Mesures de vide 436
6.3.7 Incertitude sur les mesures de pression 437
6.4 Mesurage du niveau libre (voir aussi ISO 4373) 437
6.4.1 Généralités 437
6.4.2 Choix des sections de mesurage du niveau libre 438
6.4.3 Nombre des points de mesurage dans une section 438
6.4.4 Méthodes de mesure 438
6.4.5 Incertitudes sur les mesures de niveau libre 439
6.5 Détermination de *E* et *NPSE* 440
6.5.1 Généralités 440
6.5.2 Détermination de l'énergie hydraulique massique *E* 441
6.5.3 Formules simplifiées pour *E* 444
6.5.4 Détermination de l'énergie massique nette à l'aspiration *NPSE* 450
6.6 Mesurage du couple sur l'arbre 452
6.6.1 Généralités 452
6.6.2 Méthodes de mesurage du couple 452
6.6.3 Méthodes pour absorber ou fournir la puissance 453
6.6.4 Schémas de montage 453
6.6.5 Contrôle du système 458
6.6.6 Étalonnage 458
6.6.7 Incertitude sur la mesure du couple (pour un intervalle de confiance de 95 %) 459
6.7 Mesurage de la vitesse de rotation 460
6.7.1 Généralités 460
6.7.2 Méthodes de mesurage de la vitesse 460
6.7.3 Contrôle 460
6.7.4 Incertitude de mesure 460
6.8 Calcul et présentation des résultats d'essai 461
6.8.1 Généralités 461
6.8.2 Puissance, débit et rendement dans le domaine garanti 466
6.8.3 Calcul de la vitesse et du débit d'emballement stabilisé 479
6.9 Analyse des erreurs 484
6.9.1 Définitions 484
6.9.2 Détermination des incertitudes lors des essais sur modèle 486
6.10 Comparaison avec les garanties 490
6.10.1 Généralités 490
6.10.2 Courbe d'interpolation et bande d'incertitude totale 491
6.10.3 Puissance, débit et/ou énergie hydraulique massique et rendement dans le domaine garanti 492
6.10.4 Vitesse et débit d'emballement 496

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.10.5 Garanties de cavitation 497
7 Données complémentaires de fonctionnement – Méthodes de mesurage et résultats 499
7.1 Introduction au mesurage des données complémentaires 499
7.1.1 Généralités 499
7.1.2 Conditions d'essai et mode opératoire 500
7.1.3 Incertitude de mesure 500
7.1.4 Transposition du modèle au prototype 500
7.2 Grandeurs fluctuantes 501
7.2.1 Acquisition et traitement des données pour le mesurage des grandeurs fluctuantes 501
7.2.2 Fluctuations de pression 505
7.2.3 Fluctuations de couple sur l'arbre 520
7.3 Poussées axiale et radiale 521
7.3.1 Généralités 521
7.3.2 Poussée axiale hydraulique 522
7.3.3 Poussée radiale 530
7.4 Efforts hydrauliques sur les organes de réglage 533
7.4.1 Généralités 533
7.4.2 Couple sur les directrices 534
7.4.3 Couple sur les pales de roue 540
7.4.4 Force sur le pointeau et couple sur le déflecteur des turbines Pelton 544
7.5 Essais dans un domaine de fonctionnement élargi 548
7.5.1 Généralités 548
7.5.2 Quatre quadrants 548
7.5.3 Modes de fonctionnement (voir Figure 116) 550
7.5.4 Objet des essais 551
7.5.5 Modalités d'essai dans un domaine de fonctionnement élargi 553
7.6 Mesures de pression différentielle en vue des essais indiciels du prototype 555
7.6.1 Généralités 555
7.6.2 But de l'essai 556
7.6.3 Exécution de l'essai 556
7.6.4 Analyse des résultats d'essai 556
7.6.5 Transposition aux conditions du prototype 557
7.6.6 Incertitude 557
Annexe A (informative) Termes adimensionnels 558
Annexe B (normative) Propriétés physiques, valeurs numériques 560
Annexe C (informative) Procédure résumée d'essai et de calcul 568
C.1 Généralités 568
C.2 Accords à obtenir avant l'essai 568
C.3 Instrumentation de l'installation d'essai et du modèle 569
C.3.1 Construction du modèle et contrôles dimensionnels 569
C.3.2 Instrumentation de l'installation d'essai et système d'acquisition des données 569
C.4 Essais et calcul des grandeurs relatives au modèle 569
C.4.1 Types d'essais 569
C.4.2 Mesurage des grandeurs principales pendant les essais 570
C.4.3 Incertitude sur les grandeurs mesurées 570
C.4.4 Calcul des grandeurs liées aux performances hydrauliques principales 570

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

C.4.5 Calcul des facteurs ou coefficients adimensionnels et du nombre de Thoma 570
C.4.6 Détermination de δ_{ref} pour la transposition du rendement 571
C.4.7 Calcul du rendement et du coefficient de puissance transposes à Re_{M^*} 571
C.4.8 Correction des valeurs mesurées sur modèle pour tenir compte de l'influence de la cavitation 571
C.5 Calcul des grandeurs relatives au prototype 571
C.6 Tracé des résultats du modèle ou du prototype 571
C.7 Comparaison aux garanties 572
C.8 Compte rendu final 572
C.9 Rapport d'essai final 572
Annexe D (normative) L'effet d'échelle sur le rendement hydraulique des machines à réaction 573
D.1 Fondements et hypothèses 573
D.2 Les formules de transposition du rendement 573
D.2.1 Etablissement de la formule générale pour la transposition du rendement 573
D.2.2 Proportion des pertes relatives transposables dans le domaine de garantie du rendement 574
D.2.3 Détermination de l'effet d'échelle sur le rendement du modèle 576
D.2.4 Détermination de la formule de transposition du rendement du modèle au prototype 578
Annexe E (informative) Comparaison des méthodes de transposition du rendement hydraulique des machines à réaction dans l'IEC 60193 et l'IEC 62097 580
E.1 Méthode de transposition de l'IEC 60193 580
E.1.1 Applications 580
E.1.2 Limites 580
E.2 Méthode de transposition de l'IEC 62097 581
E.2.1 Applications 581
E.2.2 Limites 581
Annexe F (normative) Calcul des caractéristiques d'emballement du prototype en tenant compte des pertes par frottement et par ventilation du groupe 582
Annexe G (informative) Exemple de détermination de la meilleure courbe lisse: méthode des segments séparés 584
G.1 Généralités 584
G.2 Principe de la méthode 584
G.3 Choix de la largeur minimale des intervalles 586
G.4 Détermination des intervalles 586
Annexe H (informative) Exemples d'analyse des sources d'erreur et d'évaluation de l'incertitude 587
H.1 Généralités 587
H.2 Exemple d'analyse des sources d'erreur et d'évaluation des incertitudes sur la mesure d'une grandeur physique 587
H.2.1 Généralités 587
H.2.2 Erreurs survenant durant l'étalonnage 588
H.2.3 Erreurs survenant durant les essais 589
H.3 Exemple de calcul de l'incertitude due aux erreurs systématiques sur la détermination de l'énergie hydraulique massique, de la puissance mécanique à la roue et du rendement hydraulique 589
H.3.1 Généralités 589
H.3.2 Débit 590

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

H.3.3 Pression 590
H.3.4 Energie hydraulique massique 590
H.3.5 Puissance 591
H.3.6 Rendement hydraulique 591
H.4 Exemple de calcul de l'incertitude due aux erreurs systématiques sur la détermination de l'énergie massique nette à l'aspiration 592
H.4.1 Généralités 592
H.4.2 Débit 592
H.4.3 Pression 592
H.4.4 Energie massique nette à l'aspiration 592
Annexe I (normative) L'effet d'échelle sur le rendement des turbines Pelton 594
I.1 Généralités 594
I.2 Conditions de similitude 594
I.3 Formule de transposition 597
Annexe J (normative) Analyse des erreurs aléatoires lors d'un essai dans des conditions de fonctionnement constantes 598
J.1 Généralités 598
J.2 Ecart-type 598
J.3 Niveaux de confiance 599
J.4 Loi de *t* de Student 599
J.5 Valeur maximale admissible de l'incertitude due aux erreurs aléatoires 600
J.6 Exemple de calcul 601
Annexe K (normative) Calcul du nombre de Thoma d'installation σ_{pl} 602
K.1 Définition de σ_{pl}, *NPSE* et *NPSH* 602
K.2 Données nécessaires pour le calcul de σ_{plc} 603
Annexe L (informative) Diagramme du bilan détaillé d'énergie hydraulique massique, de débit et de puissance 605
Annexe M (informative) Composantes synchrones et asynchrones des signaux de pression 608
Annexe N (informative) Fréquence propre du système hydraulique 610
Annexe O (informative) Calcul des composantes de la poussée axiale 611
O.1 Généralités 611
O.2 Calcul des forces s'exerçant sur le plafond de roue (F_2) 611
O.2.1 Généralités 611
O.2.2 Perte d'énergie massique due au jeu des labyrinthes 611
O.2.3 Pertes d'énergie massique dans les zones de centrifugation entre parties fixes et tournantes 613
O.2.4 Pertes d'énergie massique dans une tuyauterie d'équilibrage 614
O.2.5 Pertes d'énergie massique additionnelles 615
O.3 Calcul des forces s'exerçant sur la ceinture de roue (F_3) 616
Bibliographie 617

Figure 1 – Représentation schématique d'une machine hydraulique 331
Figure 2 – Ouverture et angle du distributeur 331
Figure 3 – Diamètre de référence et largeur d'auget 333
Figure 4 – Détermination de σ_0 et σ_1 pour des courbes de cavitation typiques 338
Figure 5 – Niveau de référence de la machine 340

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 6 – Diagramme du bilan de puissance et de débit 342
Figure 7 – Illustration de quelques définitions relatives aux grandeurs fluctuantes 345
Figure 8 – Procédure pour le contrôle dimensionnel, la comparaison des résultats "métal à métal" et l'application des tolérances au modèle et au prototype 359
Figure 9 – Exemple des dimensions à contrôler sur une bâche spirale et un distributeur 362
Figure 10 – Exemple des dimensions à contrôler sur un aspirateur 362
Figure 11 – Exemple des dimensions à contrôler sur un groupe bulbe 363
Figure 12 – Exemple des dimensions à contrôler sur la roue d'une machine radiale 364
Figure 13 – Roue de machine radiale: exemples des positions des sections du profil de l'aube pour des gabarits ou des points de contrôle de MMT 365
Figure 14 – Roue de machine radiale: contrôle de la largeur de sortie et du profil des aubes au moyen de gabarits (exemple d'une roue de turbine Francis) 365
Figure 15 – Roue de machine radiale: contrôle des largeurs de sortie et d'entrée entre deux aubes (exemple d'une roue de pompe-turbine) 366
Figure 16 – Roue de machine axiale: exemples des positions des sections du profil de l'aube pour des gabarits ou des points de contrôle de MMT 366
Figure 17 – Roue de machine axiale: définition de l'ajustement des pales et de la tolérance sur leur profil 366
Figure 18 – Turbine Pelton: exemple de dimensions à contrôler sur le distributeur et sur le bâti de machine à axe vertical et horizontal 367
Figure 19 – Turbine Pelton: exemple de dimensions à contrôler sur les augets et les injecteurs 368
Figure 20 – Définition de l'ondulation et de la rugosité de surface 380
Figure 21 – Exemple des valeurs de rugosité de surface maximale recommandées sur la surface de l'aube (intrados et extrados) pour une turbine de faible énergie hydraulique massique 381
Figure 22 – Relation entre le niveau de référence z_r d'une turbine Francis et son niveau de référence de cavitation z_c 386
Figure 23 – Variation de σ en fonction du niveau z pour le modèle et le prototype 386
Figure 24 – Accélération due à la pesanteur g ($m \cdot s^{-2}$) 406
Figure 25 – Masse volumique de l'eau distillée ρ_{wd} ($kg \cdot m^{-3}$) 409
Figure 26 – Système d'acquisition par multiplexage séquentiel 414
Figure 27 – Système d'acquisition par bus 415
Figure 28 – Retard (déphasage) 416
Figure 29 – Exemple des caractéristiques d'atténuation d'un filtre passe-bas 417
Figure 30 – Différentes chaînes de mesure et localisation de points de contrôle recommandés 419
Figure 31 – Exemples de prises de pression 428
Figure 32 – Types de collecteurs de pression: a) avec lignes individuelles de raccordement au collecteur et b) avec collecteur annulaire 429
Figure 33 – Exemple de montage expérimental de manomètre à colonne liquide 431
Figure 34 – Manomètre à poids avec compensation par transducteur de pression ou de force (exemple de montage expérimental) 434
Figure 35 – Balance de pression (exemple de montage expérimental) 435
Figure 36 – Puits de tranquillisation 438
Figure 37 – Limnimètre à pointe ou à crochet 439

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 38 – Exemple montrant les altitudes et hauteurs principales et les niveaux de référence du banc d'essai et de la machine modèle 442
Figure 39 – Détermination de l'énergie hydraulique massique à l'aide d'un manomètre différentiel 445
Figure 40 – Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine par mesure séparée des pressions effectives 446
Figure 41 – Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine par mesure séparée des pressions à l'aide de manomètres à colonne d'eau 447
Figure 42 – Turbines Pelton à axe vertical: détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine 448
Figure 43 – Turbines Pelton à axe horizontal: détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine 449
Figure 44 – Machines de basse chute: détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine à partir de niveaux libres 450
Figure 45 – Détermination de l'énergie massique nette à l'aspiration *NPSE* et de la hauteur de charge nette absolue à l'aspiration *NPSH* 451
Figure 46 – Montage en balance 454
Figure 47 – Montage en balance avec renvoi d'angle 455
Figure 48 – Montage en balance avec deux châssis séparés 455
Figure 49 – Montage avec les paliers de la machine et les joints non en balance 455
Figure 50 – Montage avec palier inférieur et joint non en balance 456
Figure 51 – Montage avec palier intermédiaire et joint non en balance 456
Figure 52 – Montage utilisant un coupleмètre 456
Figure 53 – Montage utilisant un coupleмètre avec les paliers de la machine et les joints en balance 457
Figure 54 – Montage utilisant un coupleмètre avec les paliers de la machine et les joints non en balance 457
Figure 55 – Choix de la méthode de transposition appropriée 461
Figure 56 – Modèle de turbine à simple réglage (Francis): diagramme en colline (facteur de débit en fonction du facteur de vitesse) 463
Figure 57 – Modèle de turbine à simple réglage (Francis): diagramme en colline (coefficient d'énergie en fonction du coefficient de débit) 463
Figure 58 – Modèle de turbine à double réglage (Kaplan): diagramme en colline 464
Figure 59 – Modèle de pompe à simple réglage (radiale): diagramme de performances 464
Figure 60 – Modèle de pompe à double réglage: diagramme de performances 465
Figure 61 – Modèle de turbine Pelton: diagramme en colline (exemple d'une machine à six injecteurs) 465
Figure 62 – Modèle de pompe-turbine radiale: diagramme général des quatre quadrants 466
Figure 63 – Machine à réaction: procédure pour calculer les résultats d'essai en vue de les comparer aux performances garanties 467
Figure 64 – Turbine à simple réglage: surface tridimensionnelle du rendement hydraulique et courbes caractéristiques à E_{nD} constant 469
Figure 65 – Pompe à simple réglage: courbes caractéristiques 470
Figure 66 – Turbine à double réglage: courbes caractéristiques à E_{nD} constant 471
Figure 67 – Pompe à double réglage: courbes caractéristiques à E_{nD} constant 472
Figure 68 – Turbine non réglable: courbes caractéristiques 473

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 69 – Pompe non réglable: courbes caractéristiques 474
Figure 70 – Correction de la courbe de rendement pour prendre en compte l'influence de la cavitation (par exemple machines tubulaires en surcharge) 475
Figure 71 – Modèle de turbine Francis: courbes de cavitation 475
Figure 72 – Modèle de pompe: courbes de cavitation 475
Figure 73 – Courbes de cavitation d'une modèle de turbine Francis: exemples de limites d'application de la formule de transposition 477
Figure 74 – Courbes d'emballement d'une turbine à simple réglage (Francis) 480
Figure 75 – Courbes d'emballement d'une turbine à simple réglage (Pelton à six jets) 480
Figure 76 – Détermination de la vitesse d'emballement par extrapolation: exemple d'une turbine à simple réglage (Francis) 480
Figure 77 – Influence du nombre de Thoma sur la vitesse et le débit d'emballement d'une turbine à simple réglage (Francis) 481
Figure 78 – Influence du nombre de Thoma sur la vitesse et le débit d'emballement d'une turbine à double réglage (Kaplan) 482
Figure 79 – Influence du nombre de Thoma sur les courbes d'emballement hors conjugaison d'une turbine à double réglage (Kaplan) 482
Figure 80 – Exemple de courbe d'étalonnage 486
Figure 81 – Machine à simple réglage 492
Figure 82 – Machine à double réglage 492
Figure 83 – Turbine à simple réglage: comparaison entre garanties et résultats de mesure 493
Figure 84 – Turbine non réglable: comparaison entre garanties et résultats de mesure 494
Figure 85 – Pompe non réglable: comparaison entre garanties et résultats de mesure 495
Figure 86 – Courbes de vitesse et de débit d'emballement d'une turbine Francis: comparaison entre garanties et résultats de mesure 497
Figure 87 – Turbine modèle: courbe de cavitation et comparaison avec la garantie portant sur l'influence de la cavitation sur le rendement 498
Figure 88 – Système typique d'acquisition de données 502
Figure 89 – Réponse en fréquence d'un filtre analogique anti-repliement 503
Figure 90 – Emplacements suggérés pour les transducteurs 508
Figure 91 – Zones d'exploration dans un diagramme de pompe 510
Figure 92 – Zones d'exploration dans une colline de turbine 511
Figure 93 – Fonctionnement normal en mode pompe d'un modèle de pompe-turbine de n_{QE} = 0,102 513
Figure 94 – Fonctionnement à débit nul (10 % d'ouverture des aubes directrices) d'un modèle de pompe-turbine de n_{QE} = 0,102 513
Figure 95 – Fonctionnement à charge partielle d'un modèle de turbine Francis de n_{QE} = 0,321: Q_{nD}/Q_{nDopt} = 0,719 514
Figure 96 – Fonctionnement à charge partielle élevée d'un modèle de turbine Francis de n_{QE} = 0,226: Q_{nD}/Q_{nDopt} = 0,764 514
Figure 97 – Fonctionnement à pleine charge d'un modèle de turbine Francis de n_{QE} = 0,173: Q_{nD}/Q_{nDopt} = 1,218 515
Figure 98 – Exemple d'un diagramme en cascade des fluctuations de pression dans le diffuseur d'une turbine Francis, transducteur p_1 516

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 99 – Exemple de diagramme résumé des fluctuations de pression dans le diffuseur d'une turbine Francis, transducteur p_2 517
Figure 100 – Interaction du système extérieur avec les sources de fluctuations de pression de la machine hydraulique 518
Figure 101 – Définition du système de coordonnées 521
Figure 102 – Les diverses composantes de la force axiale pour une machine radiale 523
Figure 103 – Dispositif d'essai typique pour le mesurage de la poussée axiale 525
Figure 104 – Dispositif d'étalonnage typique pour le mesurage de la poussée axiale 526
Figure 105 – Facteur de force axiale en fonction du facteur de débit pour différentes énergies hydrauliques spécifiques constantes en mode pompe 528
Figure 106 – Facteur de force axiale en fonction du facteur de vitesse mesuré pour différentes ouvertures du distributeur dans les quatre quadrants pour une pompe-turbine 528
Figure 107 – Dispositifs typiques pour le mesurage de la poussée axiale (arbre horizontal ou vertical) 531
Figure 108 – Exemples de conception de directrices instrumentées pour la mesure du couple 535
Figure 109 – Facteur de couple sur les directrices en fonction de l'angle du distributeur, mesuré en mode turbine à différentes énergies hydrauliques massiques 537
Figure 110 – Facteur de couple sur les directrices en fonction de l'angle du distributeur, mesuré en mode pompe à différentes énergies hydrauliques massiques 538
Figure 111 – Facteur de couple sur les directrices en fonction du facteur de vitesse mesuré pour différents angles du distributeur dans les quatre quadrants d'une pompe-turbine 538
Figure 112 – Exemple d'un dispositif de mesure du couple sur les pales avec transmission télémétrique 541
Figure 113 – Caractéristiques de fonctionnement et de couple hydraulique sur les pales d'une turbine axiale, mesurées à angle de pales β constant et pour différents angles α des directrices 543
Figure 114 – Facteur de force sur le pointeau d'une turbine Pelton en fonction de la course relative du pointeau 547
Figure 115 – Exemple de diagramme des quatre quadrants pour une pompe-turbine radiale 549
Figure 116 – Diagramme des différents modes de fonctionnement 551
Figure 117 – Caractéristique en S dans le mode turbine-frein 554
Figure 118 – Caractéristique en pompe avec un domaine de pente positive dans une plage limitée de débit 554
Figure 119 – Exemple de représentation graphique des résultats d'essai indiciel 557
Figure D.1 – Variation de rendement dans des conditions de fonctionnement hydrauliquement semblables avec des valeurs de *Re* différentes pour A et B 574
Figure D.2 – Variation des pertes relatives transposables 575
Figure D.3 – Courbe de transposition au point de meilleur rendement 577
Figure D.4 – Majoration du rendement de Re_{M*} constant à Re_P constant 578
Figure D.5 – Majoration du rendement de Re_M variable à Re_P constant 579
Figure F.1 – Turbine à simple réglage: détermination de la vitesse maximale d'emballement compte tenu des pertes par frottement et par ventilation du groupe 583
Figure G.1 – Principe de la méthode de segments séparés 585
Figure G.2 – Exemple de détermination des intervalles 585

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure I.1 – Influence du nombre de Froude 596
Figure I.2 – Influence du nombre de Weber 596
Figure I.3 – Influence du nombre de Reynolds 597
Figure K.1 – Définitions pour la détermination de l'énergie hydraulique massique nette à l'aspiration, *NPSE*, et de la hauteur de charge nette absolue à l'aspiration, *NPSH* d'une machine prototype ($E_{LS} \neq 0$) 602
Figure L.1 – Turbine 605
Figure L.2 – Pompe 606
Figure M.1 – a) Représentation de la pulsation de pression asynchrone et position des transducteurs de pression, et composantes synchrones b) et asynchrone c) du signal de pression 609
Figure O.1 – Exemple de labyrinthe de roue au plafond 613
Figure O.2 – Diamètres au plafond de roue 614
Figure O.3 – Tuyauterie d'équilibrage 615
Figure O.4 – Exemple de labyrinthe de roue en ceinture 616

Tableau 1 – Écarts maximaux admissibles 376
Tableau 2 – Rugosité de surface *Ra* maximale recommandée pour le prototype 381
Tableau 3 – Paramètres de similitude 382
Tableau 4 – Similitude requise pour les différents types d'essai sur modèle 384
Tableau 5 – Valeurs minimales de la taille des modèles et des paramètres d'essai 390
Tableau 6 – Coefficients de la formule de Herbst et Roegener 408
Tableau 7 – Énergie hydraulique massique minimale 410
Tableau 8 – Nomenclature pour les Figure 46 à Figure 54 454
Tableau 9 – Variables définissant le point de fonctionnement d'une machine 462
Tableau 10 – Récapitulation des erreurs qui déterminent l'incertitude totale de mesure 487
Tableau 11 – Définitions des forces élémentaires individuelles de la poussée axiale 524
Tableau 12 – Forces non hydrauliques affectant la mesure de poussée radiale 532
Tableau 13 – Définition des quadrants et des modes de fonctionnement 549
Tableau B.1 – Accélération due à la pesanteur g ($m \cdot s^{-2}$) 560
Tableau B.2 – Masse volumique de l'eau distillée ρ_{wd} ($kg \cdot m^{-3}$) *(1 de 2)* 561
Tableau B.3 – Viscosité cinématique de l'eau distillée ν ($m^2 \cdot s^{-1}$) 563
Tableau B.4 – Pression de vapeur de l'eau distillée p_{va} (Pa) 564
Tableau B.5 – Masse volumique de l'air sec ρ_a ($kg \cdot m^{-3}$) 565
Tableau B.6 – Pression ambiante p_{amb} (Pa) 566
Tableau B.7 – Masse volumique du mercure ρ_{Hg} ($kg \cdot m^{-3}$) 567
Tableau D.1 – Valeurs de V_{ref} 576
Tableau I.1 – Valeurs numériques de la tension superficielle σ^* 595
Tableau J.1 – Niveaux de confiance 599
Tableau J.2 – Valeurs de t de Student 600
Tableau J.3 – Calcul de l'écart-type estimé et de l'incertitude pour huit observations 601
Tableau K.1 – Présentation des valeurs de σ_{plc} calculées et autres données 604

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

_____

TURBINES HYDRAULIQUES, POMPES D'ACCUMULATION ET POMPES-TURBINES – ESSAIS DE RÉCEPTION SUR MODÈLE

AVANT-PROPOS

1) La Commission Electrotechnique Internationale (IEC) est une organisation mondiale de normalisation composée de l'ensemble des comités électrotechniques nationaux (Comités nationaux de l'IEC). L'IEC a pour objet de favoriser la coopération internationale pour toutes les questions de normalisation dans les domaines de l'électricité et de l'électronique. A cet effet, l'IEC – entre autres activités – publie des Normes internationales, des Spécifications techniques, des Rapports techniques, des Spécifications accessibles au public (PAS) et des Guides (ci-après dénommés "Publication(s) de l'IEC "). Leur élaboration est confiée à des comités d'études, aux travaux desquels tout Comité national intéressé par le sujet traité peut participer. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec l'IEC, participent également aux travaux. L'IEC collabore étroitement avec l'Organisation Internationale de Normalisation (ISO), selon des conditions fixées par accord entre les deux organisations.
2) Les décisions ou accords officiels de l'IEC concernant les questions techniques représentent, dans la mesure du possible, un accord international sur les sujets étudiés, étant donné que les Comités nationaux de l'IEC intéressés sont représentés dans chaque comité d'études.
3) Les Publications de l'IEC se présentent sous la forme de recommandations internationales et sont agréées comme telles par les Comités nationaux de l'IEC. Tous les efforts raisonnables sont entrepris afin que l'IEC s'assure de l'exactitude du contenu technique de ses publications; l'IEC ne peut pas être tenue responsable de l'éventuelle mauvaise utilisation ou interprétation qui en est faite par un quelconque utilisateur final.
4) Dans le but d'encourager l'uniformité internationale, les Comités nationaux de l'IEC s'engagent, dans toute la mesure possible, à appliquer de façon transparente les Publications de l'IEC dans leurs publications nationales et régionales. Toutes divergences entre toutes Publications de l'IEC et toutes publications nationales ou régionales correspondantes doivent être indiquées en termes clairs dans ces dernières.
5) L'IEC elle-même ne fournit aucune attestation de conformité. Des organismes de certification indépendants fournissent des services d'évaluation de conformité et, dans certains secteurs, accèdent aux marques de conformité de l'IEC. L'IEC n'est responsable d'aucun des services effectués par les organismes de certification indépendants.
6) Tous les utilisateurs doivent s'assurer qu'ils sont en possession de la dernière édition de cette publication.
7) Aucune responsabilité ne doit être imputée à l'IEC, à ses administrateurs, employés, auxiliaires ou mandataires, y compris ses experts particuliers et les membres de ses comités d'études et des Comités nationaux de l'IEC, pour tout préjudice causé en cas de dommages corporels et matériels, ou de tout autre dommage de quelque nature que ce soit, directe ou indirecte, ou pour supporter les coûts (y compris les frais de justice) et les dépenses découlant de la publication ou de l'utilisation de cette Publication de l'IEC ou de toute autre Publication de l'IEC, ou au crédit qui lui est accordé.
8) L'attention est attirée sur les références normatives citées dans cette publication. L'utilisation de publications référencées est obligatoire pour une application correcte de la présente publication.
9) L'attention est attirée sur le fait que certains des éléments de la présente Publication de l'IEC peuvent faire l'objet de droits de brevet. L'IEC ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de brevets et de ne pas avoir signalé leur existence.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

La Norme internationale IEC 60193 a été établie par le comité d'études 4 de l'IEC comité technique 4: Turbines hydrauliques.

Cette troisième édition annule et remplace la seconde édition publiée en 1999. Cette édition constitue une révision technique.

Cette édition inclut les modifications techniques majeures suivantes par rapport à l'édition précédente:

a) mise à jour des méthodes/appareils de mesures utilisés actuellement pour les contrôles dimensionnels sur modèle et sur prototype;
b) mise à jour des exigences de précision pour les procédures de contrôle dimensionnels tenant compte des nouvelles technologies;

c) fusion des tableaux/sections présentant des informations redondantes dans la section contrôles dimensionnels;

d) mise à jour des méthodes de mesurage du débit;

e) mise à jour des méthodes et de la terminologie relatives aux fluctuations de pression;

f) définition des temps de mesurages pour des analyses précises des fluctuations de pression sur modèle;

g) nouvelle définition de la transposition des fluctuations de pression au prototype;

h) mise à jour des exigences d'ondulations de surface sur prototype;

i) nouvelle définition des méthodes/références dans la section sur la teneur en germes de cavitation (5.7.3.2.2);

j) mise à jour du 7.3 et révision des méthodes de mesurage de poussée radiale;

k) mise à jour du 7.4 (Efforts hydrauliques sur les organes de réglage);

l) mise à jour et développement de méthodologie des essais dans le domaine de fonctionnement élargi, Paragraphe 7.5;

m) mise à jour du 7.6 concernant les essais indiciels;

n) mise à jour des mesurages de rugosité;

o) mise à jour des références;

p) mise à jour des figures;

q) révision de la définition de sigma;

r) reference à la nouvelle méthode de transposition conformément à l'IEC 62097.

Le texte de cette Norme internationale est issu des documents suivants:

FDIS	Rapport de vote
4/371/FDIS	4/373/RVD

Le rapport de vote indiqué dans le tableau ci-dessus donne toute information sur le vote ayant abouti à l'approbation de cette norme.

Ce document a été rédigé selon les Directives ISO/IEC, Partie 2.

Le comité a décidé que le contenu de ce document ne sera pas modifié avant la date de stabilité indiquée sur le site web de l'IEC sous "http://webstore.iec.ch" dans les données relatives au document recherché. A cette date, le document sera

- reconduit,
- supprimé,
- remplacé par une édition révisée, ou
- amendé.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

TURBINES HYDRAULIQUES, POMPES D'ACCUMULATION ET POMPES-TURBINES – ESSAIS DE RÉCEPTION SUR MODÈLE

1 Domaine d'application

Le présent document est applicable aux modèles de laboratoire de tout type de turbine hydraulique à action ou à réaction, de pompe d'accumulation ou de pompe-turbine.

Il s'applique aux modèles de machines prototypes ayant une puissance unitaire supérieure à 5 MW ou un diamètre de référence supérieur à 3 m. Bien que l'application intégrale des procédures prescrites ne soit généralement pas justifiée pour des machines de puissance et de dimension inférieures, le présent document peut néanmoins être utilisé pour de telles machines après accord entre l'acheteur et le fournisseur.

Dans ce document, le terme "turbine" inclut une pompe-turbine fonctionnant en turbine et le terme "pompe" inclut une pompe-turbine fonctionnant en pompe.

Ce document exclut tous les sujets à caractère purement commercial, excepté ceux intimement liés à la bonne conduite des essais.

Ce document ne concerne ni les détails de construction des machines, ni les propriétés mécaniques de leurs différentes parties pour autant que ces éléments n'affectent pas le fonctionnement du modèle ni la relation entre les performances du modèle et celles du prototype.

Le présent document régit les modalités des essais de réception sur modèle des turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines en vue de déterminer si les garanties contractuelles de performances hydrauliques principales (voir 4.2) sont respectées.

Il fixe les règles qui gouvernent la conduite de ces essais et prescrit les mesures à prendre en cas de contestation d'une phase quelconque des essais.

Les objectifs principaux du présent document sont:

– de définir les termes et les grandeurs utilisés;
– de prescrire les méthodes d'essai et les façons de mesurer les grandeurs permettant d'évaluer les performances hydrauliques du modèle;
– de prescrire les méthodes de calcul des résultats et de comparaison aux garanties;
– de déterminer si les garanties contractuelles qui sont du domaine de ce document sont respectées;
– de définir l'étendue, le contenu et la présentation du rapport final.

Les garanties peuvent être données de l'une des façons suivantes:

– garanties reposant sur les performances hydrauliques du prototype, calculées à partir des résultats d'essai du modèle en tenant compte des effets d'échelle;
– garanties reposant sur les performances hydrauliques du modèle.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Par ailleurs des données complémentaires de fonctionnement (voir 4.4) peuvent être nécessaires pour la conception ou l'exploitation de la machine hydraulique prototype. Contrairement aux exigences indiquées aux Articles 4 à 6 relatives aux performances hydrauliques principales, les informations sur ces données complémentaires décrites à l'Article 7 ne sont considérées que comme des recommandations ou des conseils à l'utilisateur (voir 7.1).

Il est particulièrement recommandé d'effectuer les essais de réception sur modèle lorsque les conditions pratiques dans lesquelles seraient faits des essais de réception sur le site (voir l'IEC 60041) ne permettraient pas de prouver le respect des garanties données pour le prototype.

Une méthode de transposition tenant compte de la rugosité des surfaces entre le modèle et le prototype pour les pompes-turbines, les turbines Francis et les turbines axiales est décrite dans l'IEC 62097. Cette méthode requiert les valeurs de rugosité des surfaces modèle et prototype, respectivement et tient compte du décalage en n_{ED}, Q_{ED} et P_{ED} afin de calculer la transposition entre le modèle et le prototype. Par contre, cette nouvelle méthode de calcul de transposition n'a pas été complètement validée en raison d'un manque de données pour les turbines Francis avec bâche fronto-spirale et les turbines axiales. De plus, l'IEC 62097 ne s'applique pas aux pompes d'accumulation, aux turbines Pelton et Dériaz. Les procédures de transposition de rendement décrites à l'Annexe D et l'Annexe I peuvent être donc appliquées, pour ces types de machines et dans le cas où, d'un commun accord, des conditions d'écoulement hydrauliquement lisse sont admises sur modèle et prototype, respectivement. Les limites d'application de chacune des méthodes de transposition décrites dans le présent document et l'IEC 62097 sont définies dans l'Annexe E.

La méthode de transposition des performances entre le modèle et le prototype doit être clairement définie dans les documents contractuels.

Le présent document peut aussi s'appliquer aux essais sur modèle effectués à d'autres fins, par exemple des essais comparatifs ou des travaux de recherche et développement.

Lorsque des essais de réception sur modèle ont été réalisés, les essais sur place peuvent se réduire à des essais indiciels (voir l'IEC 60041:1991).

S'il apparaît une contradiction entre ce document et d'autres documents, les dispositions du présent document prévalent.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

2 Références normatives

Les documents suivants cités dans le texte constituent, pour tout ou partie de leur contenu, des exigences du présent document. Pour les références datées, seule l'édition citée s'applique. Pour les références non datées, la dernière édition du document de référence s'applique (y compris les éventuels amendements).

IEC 62097:2009, *Machines hydrauliques, radiales et axiales – Méthode de conversion des performances du modèle au prototype*

ISO 2186:2007, *Débit des fluides dans les conduites fermées – Liaisons pour la transmission du signal de pression entre les éléments primaires et secondaires*

ISO 2533:1975, *Atmosphère-type*

ISO 4185:1980, *Mesure de débit des liquides dans les conduites fermées – Méthode par pesée*

ISO 4287:1997, *Spécification géométrique des produits (GPS) – État de surface: Méthode du profil – Termes, définitions et paramètres d'état de surface*

ISO 8316:1987, *Mesure de débit des liquides dans les conduites fermées – Méthode par jaugeage d'un réservoir volumétrique*

3 Termes, définitions, symboles et unités

3.1 Généralités

Pour les besoins du présent document, les termes d'usage général, leurs définitions, symboles et unités suivants s'appliquent. Les termes plus particuliers sont définis là où ils apparaissent.

Tout terme, définition ou unité de mesure qui ferait l'objet de contestation doit être précisé par écrit avant les essais, d'un commun accord entre les parties contractantes.

Pour les besoins du présent document, les termes et les définitions suivants s'appliquent.

L'ISO et l'IEC tiennent à jour des bases de données terminologiques destinées à être utilisées en normalisation, consultables aux adresses suivantes:

- IEC Electropedia: disponible à l'adresse http://www.electropedia.org/
- ISO Online browsing platform: disponible à l'adresse http://www.iso.org/obp

3.2 Terminologie générale

3.2.1
point
valeur établie par une ou plusieurs séries consécutives de relevés et/ou d'enregistrements dans des conditions de fonctionnement et avec des ouvertures inchangées, de manière à pouvoir calculer les performances de la machine dans ces conditions de fonctionnement et avec ces ouvertures

3.2.2
essai
ensemble de points et de résultats qui permet d'établir les performances de la machine dans tout le domaine de fonctionnement spécifié

3.2.3
performances hydrauliques
toutes les grandeurs caractérisant le fonctionnement de la machine par suite des effets hydrodynamiques

3.2.4
performances hydrauliques principales
sous-ensemble des performances hydrauliques, à savoir la puissance, le débit et/ou l'énergie hydraulique massique, le rendement, la vitesse d'emballement stabilisé et/ou le débit d'emballement stabilisé

Note 1 à l'article: L'influence de la cavitation doit être prise en compte.

3.2.5
données complémentaires
autre sous-ensemble des performances hydrauliques qui peuvent être déterminées sur le modèle (voir 4.4) à titre informatif

Note 1 à l'article: Cependant, la prévision des données correspondantes pour le prototype est moins précise que pour les performances hydrauliques principales, car on applique des lois de similitude approchées.

3.2.6
garantie
performance spécifiée contractuellement acceptée

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.2.7
mesurande
grandeur soumise à mesurage

3.2.8
transducteur
dispositif de mesure qui fait correspondre à une grandeur d'entrée une grandeur de sortie selon une loi déterminée

3.2.9
transducteur à sortie digitale
appareil de mesure équipé d'une électronique interne délivrant une sortie numérique (par exemple un port série RS 232)

3.2.10
multiplexeur (MUX)
appareil de commutation de deux ou plusieurs signaux pour partager le même convertisseur numérique, fréquencemètre ou système de câbles

3.2.11
convertisseur analogique numérique (convertisseur A/D)
appareil qui transforme un signal analogique continu en signaux numériques discrets

3.2.12
compteur
appareil qui mesure la fréquence, la période de temps ou le nombre d'impulsions

3.2.13
convertisseur tension-fréquence (convertisseur V/F)
appareil qui transforme suivant une loi connue un niveau de tension en fréquence

3.2.14
repliement
lorsqu'on échantillonne des signaux analogiques à une fréquence inférieure à deux fois la fréquence maximale du phénomène observé ou du bruit de fond ("taux de Nyquist"), le procédé d'échantillonnage génère des signaux à basse fréquence erronés – repliements – qui ne peuvent pas être distingués du signal originel

3.2.15
interface ordinateur
port de communication permettant à l'ordinateur de contrôler d'autres appareils compatibles et de communiquer avec eux

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.3 Unités

Le Système International d'Unités (SI, voir ISO 80000-4) est utilisé tout au long de ce document.

Tous les termes sont donnés en unités de base SI ou en unités cohérentes dérivées[1]. Les équations de base sont valables lorsqu'on utilise ces unités. Cela ne doit pas être perdu de vue lorsque, pour certaines grandeurs, on utilise des unités autres que les unités cohérentes S.I. (par exemple kilowatt au lieu de watt pour une puissance, kilopascal ou bar au lieu de pascal pour une pression, min^{-1} au lieu de s^{-1} pour une vitesse de rotation, etc.). Les températures absolues en kelvins étant rarement nécessaires, on peut donner les températures en degrés Celsius.

Tout autre système d'unités peut être utilisé à la seule condition que les parties contractantes en aient ainsi convenu par écrit.

3.4 Définitions des termes, symboles et unités

3.4.1 Liste des termes et définitions par sujet

Paragraphe	Titre
3.4.2	Indices et signes représentatifs
3.4.3	Termes géométriques
3.4.4	Grandeurs et propriétés physiques
3.4.5	Termes relatifs au débit, à la vitesse d'écoulement et à la vitesse de rotation
3.4.6	Termes relatifs à la pression
3.4.7	Termes relatifs à l'énergie massique
3.4.8	Termes relatifs à la hauteur géométrique et à la hauteur de charge
3.4.9	Termes relatifs à la puissance et au couple
3.4.10	Termes relatifs au rendement
3.4.11	Termes généraux relatifs aux grandeurs fluctuantes
3.4.12	Termes relatifs à la mécanique des fluides et à l'effet d'échelle
3.4.13	Termes adimensionnels
3.4.14	Termes relatifs aux données complémentaires de fonctionnement

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

[1] $N = kg \cdot m \cdot s^{-2}$ $Pa = kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-2}$ $J = kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}$ $W = kg \cdot m^2 \cdot s^{-3}$

3.4.2 Indices et signes représentatifs

Paragraphe	Terme	Définition	Indice ou symbole
3.4.2.1	Section de référence haute pression[a)]	Section côté haute pression de la machine par rapport à laquelle les performances garanties sont définies (voir Figure 1)	1
3.4.2.2	Section de référence basse pression[a)]	Section côté basse pression de la machine par rapport à laquelle les performances garanties sont définies (voir Figure 1)	2
3.4.2.3	Sections de mesure haute pression	Sections côté haute pression de la machine utilisées pour la mesure Note 1 à l'article: Dans la mesure du possible, ces sections devraient coïncider avec la section 1; sinon, les valeurs mesurées doivent être transposées à celle-ci (voir 6.5.2.1.3)	1', 1''.
3.4.2.4	Sections de mesure basse pression	Sections côté basse pression de la machine utilisées pour la mesure Note 1 à l'article: Dans la mesure du possible, ces sections devraient coïncider avec la section 2; sinon, les valeurs mesurées doivent être transposées à celle-ci (voir 6.5.2.1.3)	2', 2''.
3.4.2.5	Spécifié	Indice désignant les valeurs de grandeurs telles que la vitesse de rotation, le débit, etc. pour lesquelles d'autres grandeurs sont garanties	sp
3.4.2.6	Maximal/minimal	Indices désignant la valeur maximale ou minimale d'une grandeur quelconque	max min
3.4.2.7	Limites	Valeurs définies contractuellement: – à ne pas dépasser – à atteindre	 //// ☐ ou ////
3.4.2.8	Prototype	Indice désignant les valeurs relatives à la machine en vraie grandeur	P
3.4.2.9	Modèle	Indice désignant les valeurs relatives à la machine modèle	M
3.4.2.10	Modèle à nombre de Reynolds constant	Indice désignant les valeurs relatives à la machine modèle et rapportées à une valeur constante du nombre de Reynolds	M*
3.4.2.11	Référence	Indice désignant les valeurs relatives à des conditions de référence spécifiées	ref
3.4.2.12	Optimum	Indice désignant le point de meilleur rendement	opt
3.4.2.13	Ambiant	Indice se référant aux conditions atmosphériques environnantes	amb
3.4.2.14	Aménagement	Indice désignant les valeurs relatives aux conditions de fonctionnement du prototype sur le site	pl
3.4.2.15	Emballement	Indice se référant aux conditions de fonctionnement à l'emballement	R
3.4.2.16	Aube de roue	Indice se référant aux aubes de roue d'une machine	B
3.4.2.17	Déflecteur de Pelton	Indice se référant au déflecteur d'une machine Pelton	D
3.4.2.18	Directrice	Indice se référant à la directrice d'une machine	G
3.4.2.19	Pointeau de Pelton	Indice se référant au pointeau d'une machine Pelton	N
3.4.2.20	Axial	Indice se référant à la composante axiale de force ou de couple	a
3.4.2.21	Radial	Indice se référant à la composante radiale de force ou de couple	r
3.4.2.22	Coordonnées cartésiennes	Indice se référant aux coordonnées d'une machine	x, y, z
3.4.2.23	Valeur théorique	Indice se référant à la valeur théorique	th
3.4.2.24	Hydraulique	Indice se référant aux valeurs hydrauliques	h

[a)] Les termes "haute pression" et "basse pression" définissent les deux côtés de la machine quel que soit le sens de l'écoulement; ils ne dépendent donc pas du mode de fonctionnement de la machine.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

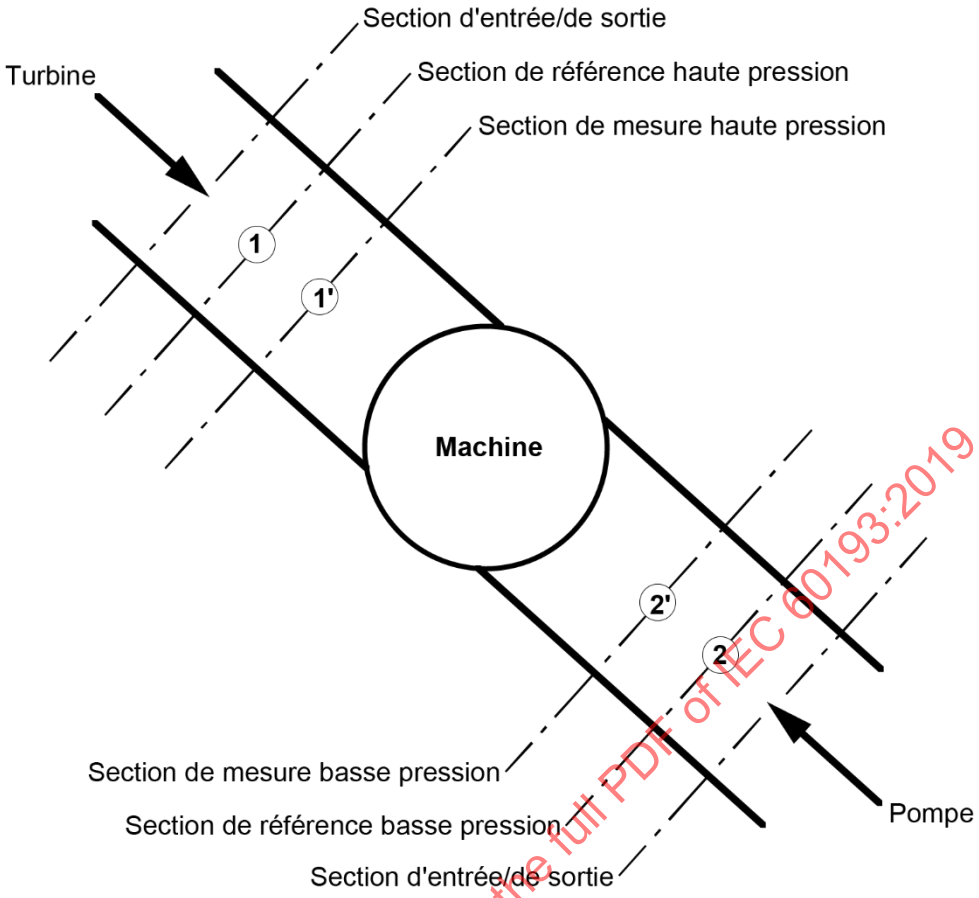
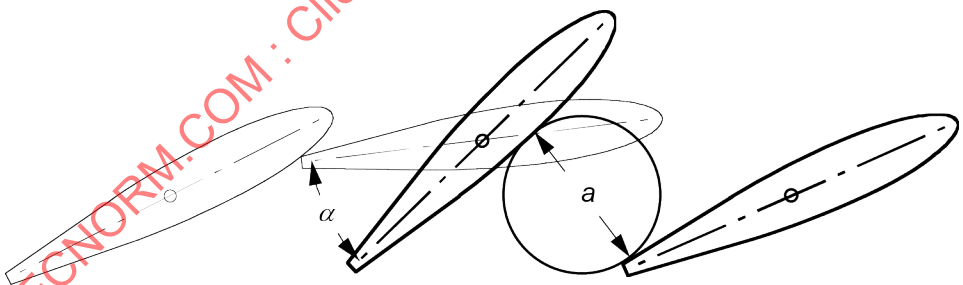


Figure 1 – Représentation schématique d'une machine hydraulique



Position fermée : $\alpha = 0°$ ou $a = 0$ mm

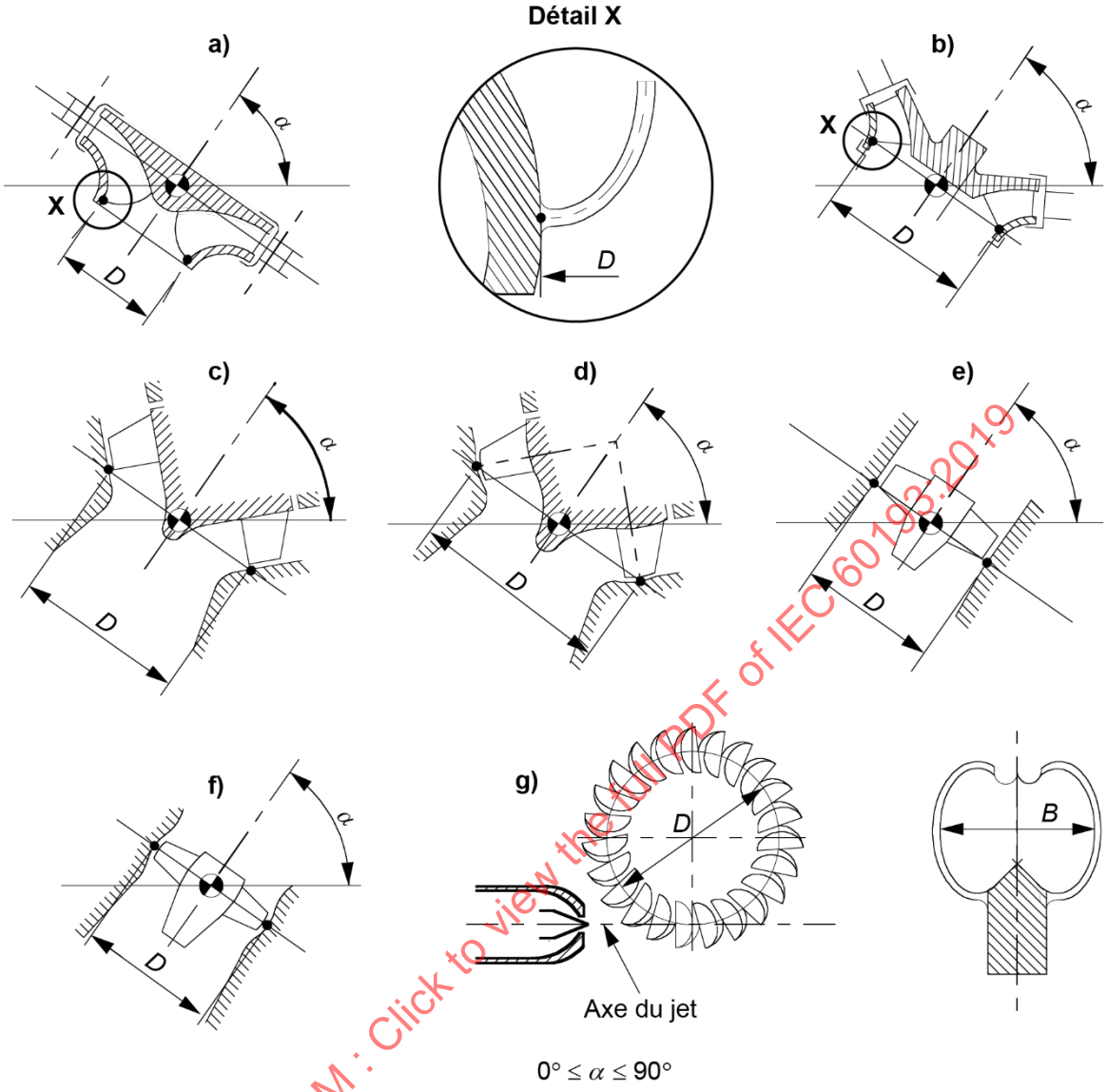
Figure 2 – Ouverture et angle du distributeur

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.3 Termes géométriques

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.4.3.1	Aire	Surface nette d'une section transversale normale à la direction générale de l'écoulement	A	m^2
3.4.3.2	Surface de paroi	Surface totale de la paroi (de la roue, passages hydrauliques, etc.)	S	m^2
3.4.3.3	Ouverture du distributeur	Distance minimale moyenne entre aubes directrices adjacentes (dans une section spécifiée, si nécessaire) (voir Figure 2)	a	m
3.4.3.4	Angle du distributeur	Angle moyen des aubes directrices mesuré à partir de la position fermée (voir Figure 2)	α	°
3.4.3.5	Course de l'injecteur (turbine à action)	Course moyenne des pointeaux mesurée à partir de la position fermée	s	m
3.4.3.6	Inclinaison des pales de la roue	Inclinaison moyenne des pales de la roue mesurée à partir d'une position de référence	β	°
3.4.3.7	Diamètre de référence	Diamètre de référence de la machine hydraulique (voir Figure 3)	D	m
3.4.3.8	Largeur de sortie / d'entrée de la roue	Plus courte distance moyenne entre deux aubes adjacentes de la roue (voir Figure 14 et Figure 15)	a_1, a_2	m
3.4.3.9	Largeur d'auget	Largeur intérieure maximale d'un auget de roue de turbine Pelton (voir Figure 3)	B	m
3.4.3.10	Echelle de longueur	Rapport d'une longueur représentative du prototype à la longueur correspondante du modèle, normalement le diamètre de référence de la machine Note 1 à l'article: Lorsqu'il est difficile de vérifier cette référence, une autre longueur significative peut être choisie	λ_L	-
3.4.3.11	Niveau	Cote d'un point du système par rapport au niveau de référence spécifié (habituellement le niveau moyen de la mer)	z	m
3.4.3.12	Longueur	Taille linéaire pertinente d'un composant de la machine	L	m
3.4.3.13	Rugosité arithmétique	Écart arithmétique moyen du profil étudié	Ra	µm

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



a) Machines radiales, telles que les turbines Francis, les pompes et pompes-turbines centrifuges; pour les machines multi-étagées, on considère l'étage basse pression.

b) Machines diagonales (écoulement mixte, semi-axiale, Dériaz) à pales fixes avec ceinture de roue.

c) Machines diagonales (écoulement mixte, semi-axiale, Dériaz) à pales fixes sans ceinture de roue.

d) Machines diagonales (écoulement mixte, semi-axiale, Dériaz) à pales réglables.

e) Machines axiales, telles que les turbines hélices, turbines tubulaires[2], pompes et pompes-turbines axiales, à pales fixes.

f) Machines axiales, telles que les turbines Kaplan, turbines tubulaires[2], pompes et pompes-turbines axiales, à pales réglables.

g) Turbines Pelton.

Figure 3 – Diamètre de référence et largeur d'auget

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

2 Le terme "turbines tubulaires" inclut les bulbes, les groupes puits, les groupes à générateur périphérique et les groupes en S.

3.4.4 Grandeurs et propriétés physiques

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.4.4.1	Accélération due à la pesanteur	Valeur locale de l'accélération due à la pesanteur à l'endroit de l'essai (voir 5.7.2); les valeurs théoriques en fonction de l'altitude et de la latitude sont données au Tableau B.1	g	$m \cdot s^{-2}$
3.4.4.2	Température	Température thermodynamique (kelvin) Température degré Celsius $\theta = \Theta - 273{,}15$	Θ θ	K °C
3.4.4.3	Volume	Grandeur de l'espace occupé par un objet/substance	V	m^3
3.4.4.4	Masse volumique	Masse par unité de volume a) Masse volumique de l'eau On utilise communément ρ au lieu de ρ_w b) Masse volumique de l'eau distillée Les valeurs pour l'eau distillée ρ_{wd} sont données en 5.7.3.1.3 et au Tableau B.2 c) Masse volumique de l'air Les valeurs pour l'air sont données en 5.7.4.1 et au Tableau B.5 d) Masse volumique du mercure Les valeurs pour le mercure sont données en 5.7.5 et au Tableau B.7	ρ, ρ_w, ρ_{wa} ρ_{wd} ρ_a ρ_{Hg}	$kg \cdot m^{-3}$
3.4.4.5	Pression de vapeur (absolue)	Pression partielle absolue de la vapeur saturée dans un milieu où les phases liquide et gazeuse d'un corps sont en équilibre thermodynamique Note 1 à l'article: La pression de vapeur ne dépend que de la température. Les valeurs pour l'eau distillée sont données en 5.7.3.4 et au Tableau B.4	p_{va}	Pa
3.4.4.6	Viscosité dynamique	Grandeur caractérisant le comportement mécanique d'un fluide (voir ISO 80000-4)	μ	Pa·s
3.4.4.7	Viscosité cinématique	Rapport de la viscosité dynamique à la masse volumique d'un fluide Note 1 à l'article: Les valeurs pour l'eau distillée sont données en fonction de la température en 5.7.3.3 et au Tableau B.3	ν	$m^2 \cdot s^{-1}$
3.4.4.8	Tension superficielle	Grandeur caractérisant le comportement mécanique de l'interface entre deux fluides (voir ISO 80000-4)	σ^*	$J \cdot m^{-2}$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.5 Termes relatifs au débit, à la vitesse d'écoulement et à la vitesse de rotation

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.4.5.1	Débit	Volume d'eau s'écoulant par unité de temps à travers une section	Q	$m^3 \cdot s^{-1}$
3.4.5.2	Débit-masse	Masse d'eau s'écoulant par unité de temps à travers une section. ρ et Q doivent être tous deux déterminés dans la même section et dans les conditions qui y règnent Note 1 à l'article: Le débit-masse est invariable entre deux sections s'il n'existe entre celles-ci ni apport ni prélèvement d'eau	(ρQ)	$kg \cdot s^{-1}$
3.4.5.3	Débit mesuré	Volume d'eau s'écoulant par unité de temps à travers une section de mesure, par exemple 1' (voir 3.4.2.3 et 3.4.2.4)	$Q_{1'}$ ou $Q_{2'}$	$m^3 \cdot s^{-1}$
3.4.5.4	Débit dans une section de référence	Volume d'eau s'écoulant par unité de temps à travers la section de référence 1 ou 2	Q_1 ou Q_2	$m^3 \cdot s^{-1}$
3.4.5.5	Débit corrigé dans une section de référence	Volume d'eau transposé aux conditions ambiantes (voir 3.4.6.2), s'écoulant par unité de temps à travers une section de référence; par exemple $Q_{1c} = (\rho Q)_1 / \rho_{amb}$ Note 1 à l'article: Compte tenu des conditions habituelles d'un essai sur modèle, on peut admettre que, $Q_{1c} = Q_1$	Q_{1c} ou Q_{2c}	$m^3 \cdot s^{-1}$
3.4.5.6	Débit à la vitesse d'emballement stabilisé	Débit à la vitesse n_R (voir 3.4.5.12)	Q_R	$m^3 \cdot s^{-1}$
3.4.5.7	Débit de marche à vide	Débit d'une turbine à puissance mécanique nulle à la vitesse spécifiée (habituellement la vitesse synchrone) et sous l'énergie hydraulique massique spécifiée	Q_o	$m^3 \cdot s^{-1}$
3.4.5.8	Débit de fuite	Perte volumétrique, comme illustré sur la Figure 6	q	$m^3 \cdot s^{-1}$
3.4.5.9	Vitesse débitante	Rapport du débit-volume Q à l'aire A de la section de passage	v	$m \cdot s^{-1}$
3.4.5.10	Vitesse périphérique	Vitesse au diamètre de référence: $u = \pi D n$	u	$m \cdot s^{-1}$
3.4.5.11	Vitesse de rotation	Nombre de tours de la machine par unité de temps	n	s^{-1}
3.4.5.12	Vitesse d'emballement stabilisé	Vitesse de rotation en régime permanent à puissance mécanique nulle dans les conditions hydrauliques spécifiées et à l'ouverture spécifiée du distributeur, des pales ou de l'injecteur	n_R	s^{-1}
3.4.5.13	Vitesse maximale d'emballement stabilisé	Valeur maximale de la vitesse d'emballement stabilisé dans les conditions hydrauliques spécifiées (pour le prototype, voir définition détaillée dans l'IEC 60041:1991, 2.3.4.15)	n_{Rmax}	s^{-1}

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.6 Termes relatifs à la pression

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.4.6.1	Pression absolue	Pression statique d'un fluide mesurée par rapport au vide absolu	p_{abs}	Pa
3.4.6.2	Pression ambiante	Pression absolue de l'air ambiant (voir 5.7.4.2) Note 1 à l'article: Les valeurs pour l'atmosphère-type sont données en fonction de l'altitude au Tableau B.6	p_{amb}	Pa
3.4.6.3	Pression effective	La différence entre la pression statique absolue d'un fluide au niveau de référence de l'appareil de mesure de la pression et la pression ambiante au lieu et à l'instant du mesurage: $p = p_{abs} - p_{amb}$	p	Pa
3.4.6.4	Pression différentielle	La différence de pression entre deux points ou sections de mesures	Δp	Pa

3.4.7 Termes relatifs à l'énergie massique

L'unité de masse (kg) étant l'une des unités de base du Système International, c'est l'énergie par unité de masse, appelée "énergie massique", qui est utilisée dans le présent document comme grandeur fondamentale, et non l'énergie par unité locale de poids, c'est-à-dire la "hauteur"; celle-ci était seule utilisée dans les publications précédentes.

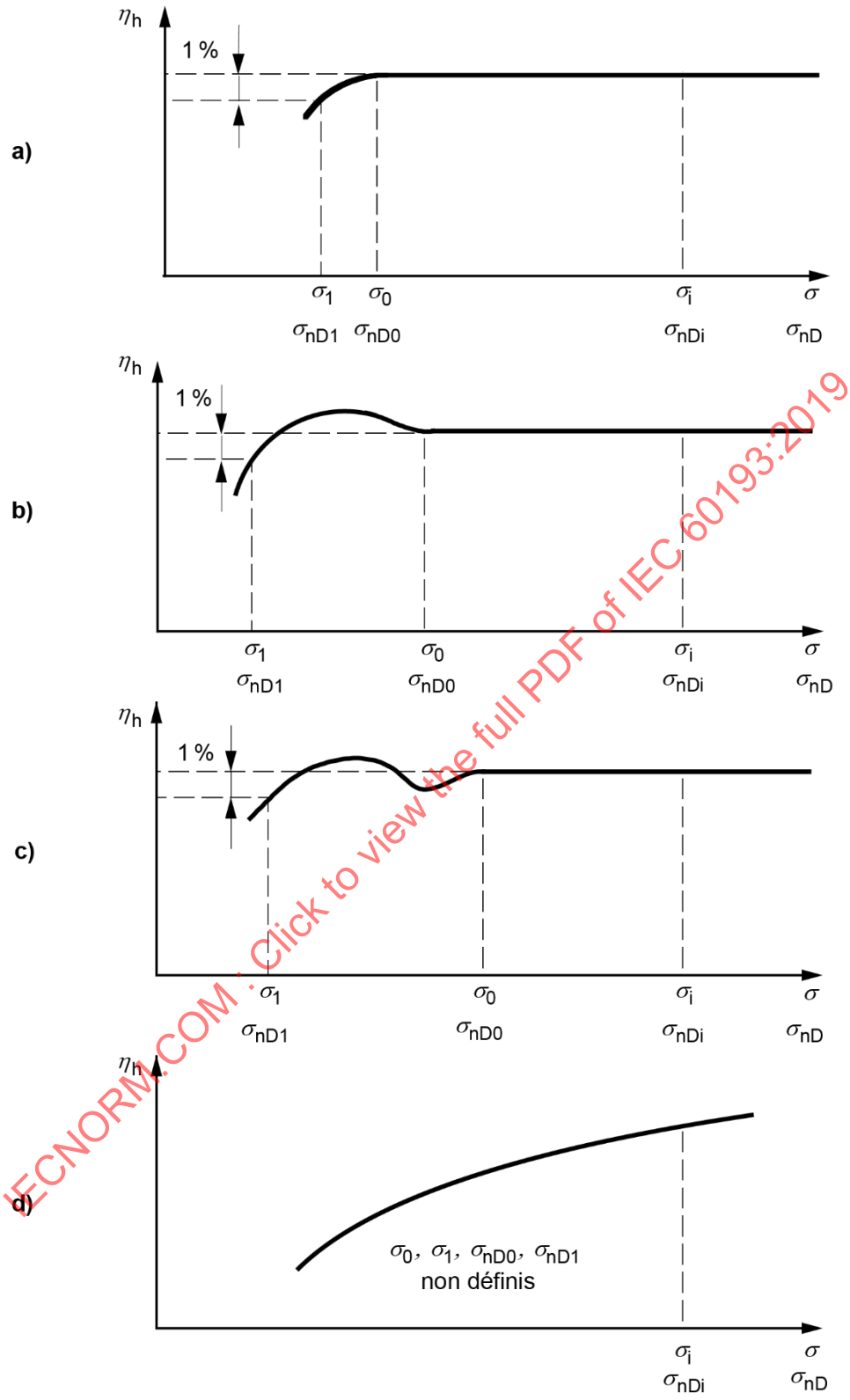
Cette dernière grandeur ("hauteur") présente l'inconvénient que le poids est une force qui dépend de la valeur locale de l'accélération due à la pesanteur g, laquelle varie principalement avec la latitude et aussi avec l'altitude. On continuera cependant à employer le terme "hauteur" en raison de son usage très répandu. On trouvera donc ci-après deux listes de termes relatifs à l'énergie, l'une dans le présent paragraphe sous forme d'énergie massique et l'autre en 3.4.8 sous forme de hauteur. Les termes correspondants ne diffèrent que par le facteur g, valeur locale de l'accélération due à la pesanteur.

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.4.7.1	Energie hydraulique massique de la machine	Energie de l'eau par unité de masse disponible entre les sections de référence haute et basse pression de la machine en tenant compte de l'influence de la compressibilité (voir 6.5) $E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + (z_1 - z_2)g$ avec $\bar{\rho} = (\rho_1 + \rho_2)/2$ et en admettant $g = g_1 = g_2$ Note 1 à l'article: Les valeurs de ρ_1 et ρ_2 peuvent être calculées à partir de p_{abs1} et p_{abs2} respectivement en tenant compte de θ_1 ou θ_2 dans les deux cas, car la différence de ces températures n'a qu'une influence négligeable sur ρ	E	$J \cdot kg^{-1}$
3.4.7.2	Energie hydraulique massique d'une pompe à débit nul	Energie massique de l'eau d'une pompe pour une vitesse de rotation spécifiée et des ouvertures spécifiées du distributeur et des pales de la roue lorsque la vanne côté haute pression est fermée	E_o	$J \cdot kg^{-1}$
3.4.7.3	Energie cinétique massique	Energie massique de l'eau en mouvement: $E_k = \frac{v^2}{2}$	E_k	$J \cdot kg^{-1}$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.4.7.4	Energie potentielle massique d'aspiration de la machine	Energie potentielle massique à la section 2 correspondant à la différence entre le niveau de référence de la machine (voir 3.4.8.5) et le niveau piézométrique à la section 2: $E_s = g(z_r - z_{2'}) = g(z_r - z_2) - \frac{p_{abs2} - p_{amb}}{\rho_2}$ (voir Figure 45)	E_s	$J \cdot kg^{-1}$
3.4.7.5	Energie massique nette à l'aspiration	Energie absolue de l'eau par unité de masse à la section de référence basse pression, rapportée au niveau de référence de la machine et diminuée de l'énergie massique correspondant à la pression de vapeur p_{va}: $NPSE = \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g(z_r - z_2)$ $= -E_s + \frac{p_{amb} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2}$ (voir Figure 45)	*NPSE*	$J \cdot kg^{-1}$
3.4.7.6	Nombre de Thoma	Terme sans dimension caractérisant les conditions de cavitation dans lesquelles la machine fonctionne Note 1 à l'article: Il s'exprime en tant que rapport de l'énergie massique nette à l'aspiration *NPSE* à l'énergie hydraulique massique *E* (voir 3.4.13.9)	σ	-
3.4.7.7	Coefficient de cavitation	Terme sans dimension caractérisant les conditions de cavitation dans lesquelles la machine fonctionne Note 1 à l'article: Il s'exprime en tant que rapport de l'énergie massique nette à l'aspiration *NPSE* à n^2D^2 (voir 3.4.13.10)	σ_{nD}	-
3.4.7.8	Nombre de Thoma zéro	Plus petite valeur du nombre de Thoma pour laquelle une grandeur de fonctionnement déterminée (généralement le rendement) reste inchangée comparée à sa valeur à nombre de Thoma élevé Note 1 à l'article: Dans certains cas, la forme de la courbe de cavitation η_h (σ)est telle que le nombre de Thoma zéro est difficile à définir (voir Figure 4)	σ_o	-
3.4.7.9	Nombre de Thoma un	Valeur du nombre de Thoma pour laquelle on observe une chute de rendement d'un point de pourcentage par rapport au rendement à nombre de Thoma zéro Note 1 à l'article: Dans certains cas, la forme de la courbe de cavitation est telle que le nombre de Thoma un est difficile à définir (voir Figure 4)	σ_1	-
3.4.7.10	Nombre de Thoma défini	Valeur du nombre de Thoma associée à une manifestation définie de la cavitation, par exemple une baisse spécifiée de performance	σ_d	-
3.4.7.11	Nombre de Thoma d'apparition	Valeur du nombre de Thoma associée à l'apparition d'une cavitation visible à la roue, habituellement repérée par observation (voir Figure 4)	σ_i	-
3.4.7.12	Nombre de Thoma d'installation	Valeur du nombre de Thoma dans les conditions de fonctionnement du prototype (voir l'Annexe K)	σ_{pl}	-
3.4.7.13	Perte d'énergie hydraulique massique	Energie hydraulique massique dissipée entre deux sections quelconques	E_L	$J \cdot kg^{-1}$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

a) Evolution monotone du rendement (par exemple, pour une turbine Francis dans la région de rendement optimum)

b) Augmentation du rendement (par exemple, pour une turbine Francis en fonctionnement à pleine-charge)

c) Oscillation du rendement (par exemple, pour une turbine Francis avec cavitation d'entrée en fonctionnement à pleine-charge)

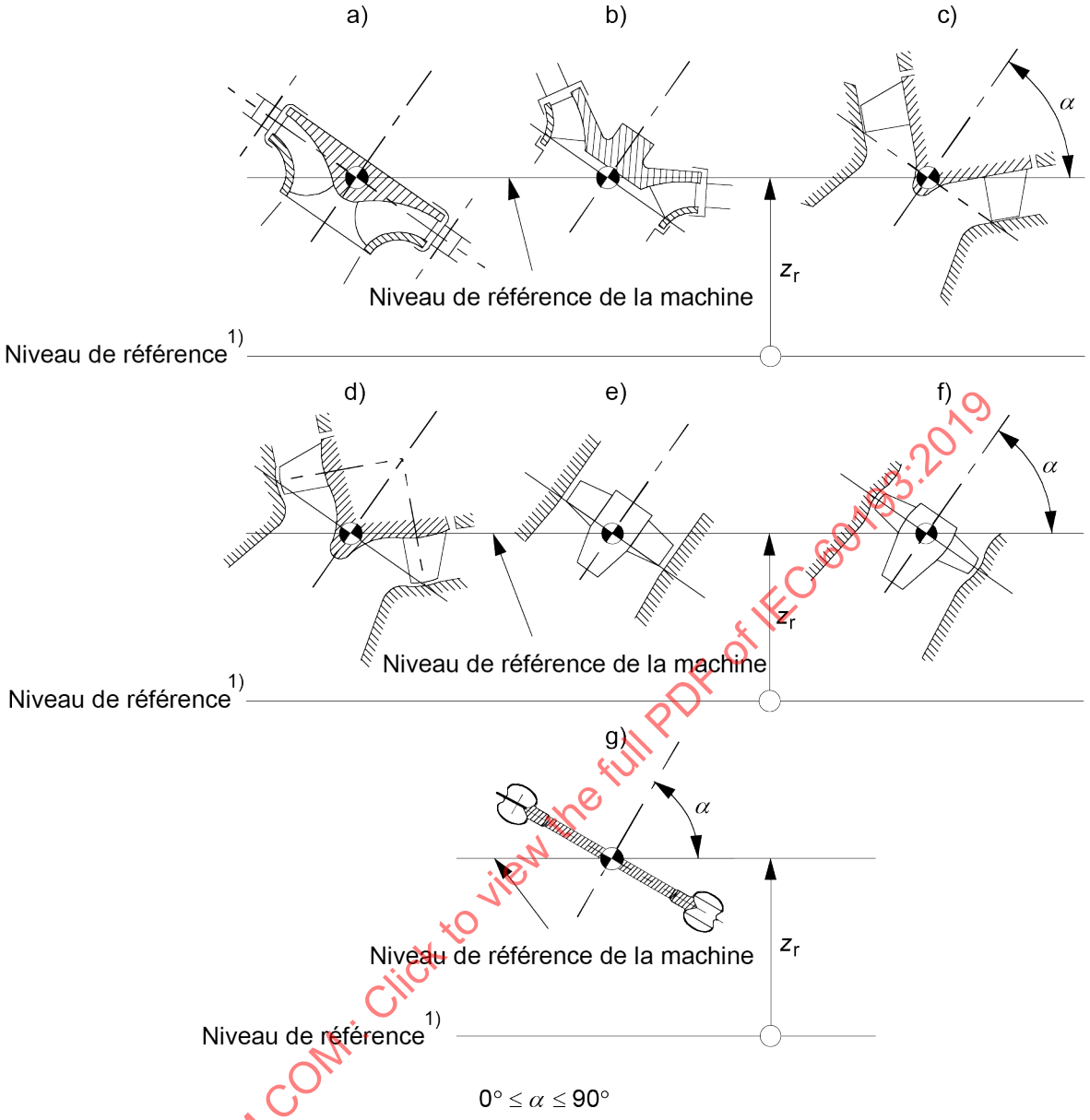
d) Décroissance monotone du rendement (par exemple, turbine tubulaire)

Figure 4 – Détermination de σ_0 et σ_1 pour des courbes de cavitation typiques

3.4.8 Termes relatifs à la hauteur géométrique et à la hauteur de charge

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.4.8.1	Hauteur de chute nette (d'une turbine) ou hauteur nette de refoulement (d'une pompe)	Energie massique par unité de poids de l'eau dans une section quelconque: $H = \frac{E}{g}$	H	m
3.4.8.2	Hauteur à débit nul d'une pompe	Energie massique par unité de poids de l'eau d'une pompe pour une vitesse de rotation spécifiée et des ouvertures spécifiées du distributeur et des pales de la roue lorsque la vanne côté haute pression est fermée $H_0 = \frac{E_0}{g}$	H_0	m
3.4.8.3	Hauteur géométrique d'aspiration	Energie massique par unité de poids de l'eau à la section 2 correspondant à la différence entre le niveau de référence de la machine (voir 3.4.8.5) et le niveau piézométrique à la section 2 $Z_s = \frac{E_s}{g}$	Z_s	m
3.4.8.4	Hauteur de charge nette absolue à l'aspiration	Energie massique par unité de poids de l'eau à la section de référence basse pression, rapportée au niveau de référence de la machine et diminuée de l'énergie massique correspondant à la pression de vapeur p_{va} (voir Figure 45) $NPSH = \frac{NPSE}{g}$	$NPSH$	m
3.4.8.5	Niveau de référence de la machine	Altitude du point de la machine pris comme référence pour le calage de la machine, tel que défini par la Figure 5	z_r	m
3.4.8.6	Niveau de référence de cavitation	Altitude d'un point de la machine pris comme référence pour évaluer la cavitation lors des essais sur modèle (voir 5.3.5.2)	z_c	m
3.4.8.7	Niveau de référence de l'appareil de mesure de la pression	Altitude d'un appareil de mesure de pression (voir Figure 38)	z_M	m
3.4.8.8	Hauteur de référence de l'appareil de mesure de la pression	Difference entre les niveaux de référence de la machine et de l'instrument (voir Figure 38) $Z_{rM} = z_r - z_M$	Z_{rM}	m

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

1) Voir 3.4.3.11

a) Machines radiales, telles que les turbines Francis, les pompes et pompes-turbines centrifuges; pour les machines multi-étagées, on considère l'étage basse pression

b) Machines diagonales (écoulement mixte, semi-axiale, Dériaz) à pales fixes avec ceinture de roue

c) Machines diagonales (écoulement mixte, semi-axiale, Dériaz) à pales fixes sans ceinture de roue

d) Machines diagonales (écoulement mixte, semi-axiale, Dériaz) à pales réglables

e) Machines axiales, telles que les turbines hélices, turbines tubulaires[3], pompes et pompes-turbines axiales, à pales fixes

f) Machines axiales, telles que les turbines Kaplan, turbines tubulaires[3] pompes et pompes-turbines axiales, à pales réglables

g) Turbines Pelton

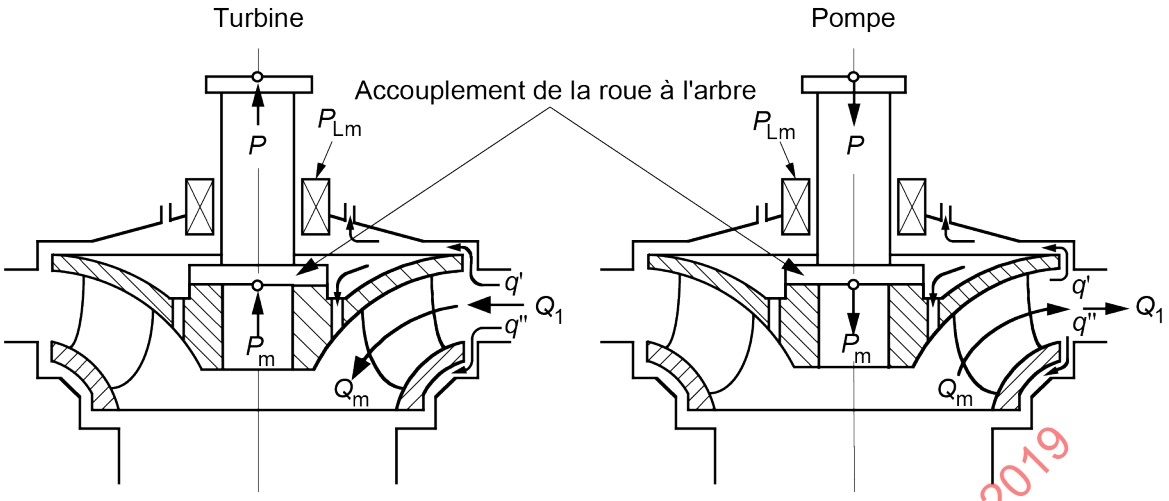
Figure 5 – Niveau de référence de la machine

3 Le terme "turbines tubulaires" inclut les bulbes, les groupes puits, les groupes à générateur périphérique et les groupes en S.

3.4.9 Termes relatifs à la puissance et au couple

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.4.9.1	Puissance hydraulique	Puissance disponible dans l'eau pour produire de l'énergie (cas d'une turbine) ou puissance transmise à l'eau (cas d'une pompe) $P_h = E(\rho Q)_1$	P_h	W
3.4.9.2	Puissance mécanique de la machine (puissance)	Puissance mécanique délivrée par l'arbre de la turbine ou transmise à l'arbre de la pompe, en imputant à la machine hydraulique les pertes mécaniques des paliers et des joints d'arbre qui lui sont propres (voir Figure 6)	P	W
3.4.9.3	Puissance mécanique à la roue (ou aux roues)	Puissance mécanique transmise au niveau de l'accouplement de la roue (ou des roues) avec l'arbre (voir Figure 6)	P_m	W
3.4.9.4	Pertes mécaniques	Puissance mécanique dissipée dans les paliers-guides, dans la butée et dans les joints d'arbre de la machine hydraulique (voir Figure 6)	P_{Lm}	W
3.4.9.5	Puissance à débit nul d'une pompe	Puissance absorbée par la pompe à vitesse spécifiée et pour des ouvertures spécifiées du distributeur et de la roue lorsque la vanne côté haute pression est fermée	P_o	W
3.4.9.6	Couple sur l'arbre	Couple appliqué à l'arbre de la machine hydraulique et correspondant à la puissance mécanique de la machine (voir 3.4.9.2)	T	N·m
3.4.9.7	Couple à la roue	Couple transmis par l'accouplement de la roue et de l'arbre et correspondant à la puissance mécanique à la roue (voir 3.4.9.3)	T_m	N·m
3.4.9.8	Couple de frottement	Couple de frottement dans les paliers-guides, dans la butée et dans les joints d'arbre de la machine hydraulique (voir 3.4.9.4)	T_{Lm}	N·m

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



$q = q' + q''$	Débit de fuite	$q = q' + q''$
$Q_1 = Q_m + q$	Débit à la section 1	$Q_1 = Q_m - q$
$P_h = E(\rho Q)_1$	Puissance hydraulique	$P_h = E(\rho Q)_1$
$P = P_m - P_{Lm}$	Puissance mécanique de la machine	$P = P_m + P_{Lm}$
$\eta_m = \frac{P}{P_m}$	Rendement mécanique	$\eta_m = \frac{P_m}{P}$
$\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$	Rendement hydraulique	$\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$
$\eta = \frac{P}{P_h}$	Rendement	$\eta = \frac{P_h}{P}$

NOTES

– Ces formules ne tiennent pas compte de la compressibilité de l'eau.

– Pour une analyse détaillée des pertes internes, on se reportera à l'Annexe L.

– Dans la formule du rendement hydraulique, les pertes par frottement de disque et les pertes volumétriques (débits de fuite) sont considérées comme des pertes hydrauliques. On appelle pertes par frottement de disque les pertes par frottement le long des surfaces extérieures de la roue qui ne sont pas en contact avec l'écoulement principal Q_m passant entre les aubes.

Figure 6 – Diagramme du bilan de puissance et de débit

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.10 Termes relatifs au rendement

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.4.10.1	Rendement hydraulique	a) Turbine: rapport de la puissance mécanique à la roue à la puissance hydraulique $\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$ b) Pompe: rapport de la puissance hydraulique à la puissance mécanique à la roue $\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$ Voir Figure 6	η_h	-
3.4.10.2	Rendement mécanique	a) Turbine: rapport de la puissance mécanique de la machine à la roue $\eta_m = \frac{P}{P_m}$ b) Pompe: rapport de la puissance mécanique de la roue à la machine $\eta_m = \frac{P_m}{P}$ Voir Figure 6	η_m	-
3.4.10.3	Rendement	a) Turbine: rapport de la puissance mécanique de la machine à la puissance hydraulique $\eta = \frac{P}{P_h} = \eta_h \cdot \eta_m$ b) Pompe: rapport de la puissance hydraulique à la puissance mécanique de la machine $\eta = \frac{P_h}{P} = \eta_h \cdot \eta_m$ Voir Figure 6	η	-
3.4.10.4	Rendement moyen pondéré	Calculé selon la formule $\eta_w = \frac{w_1\eta_1 + w_2\eta_2 + w_3\eta_3 + \ldots}{w_1 + w_2 + w_3 + \ldots}$ où η_1, η_2, η_3, ... sont les valeurs du rendement dans les conditions de fonctionnement spécifiées et où w_1, w_2, w_3 ... sont les coefficients de pondération respectifs convenus	η_w	-

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

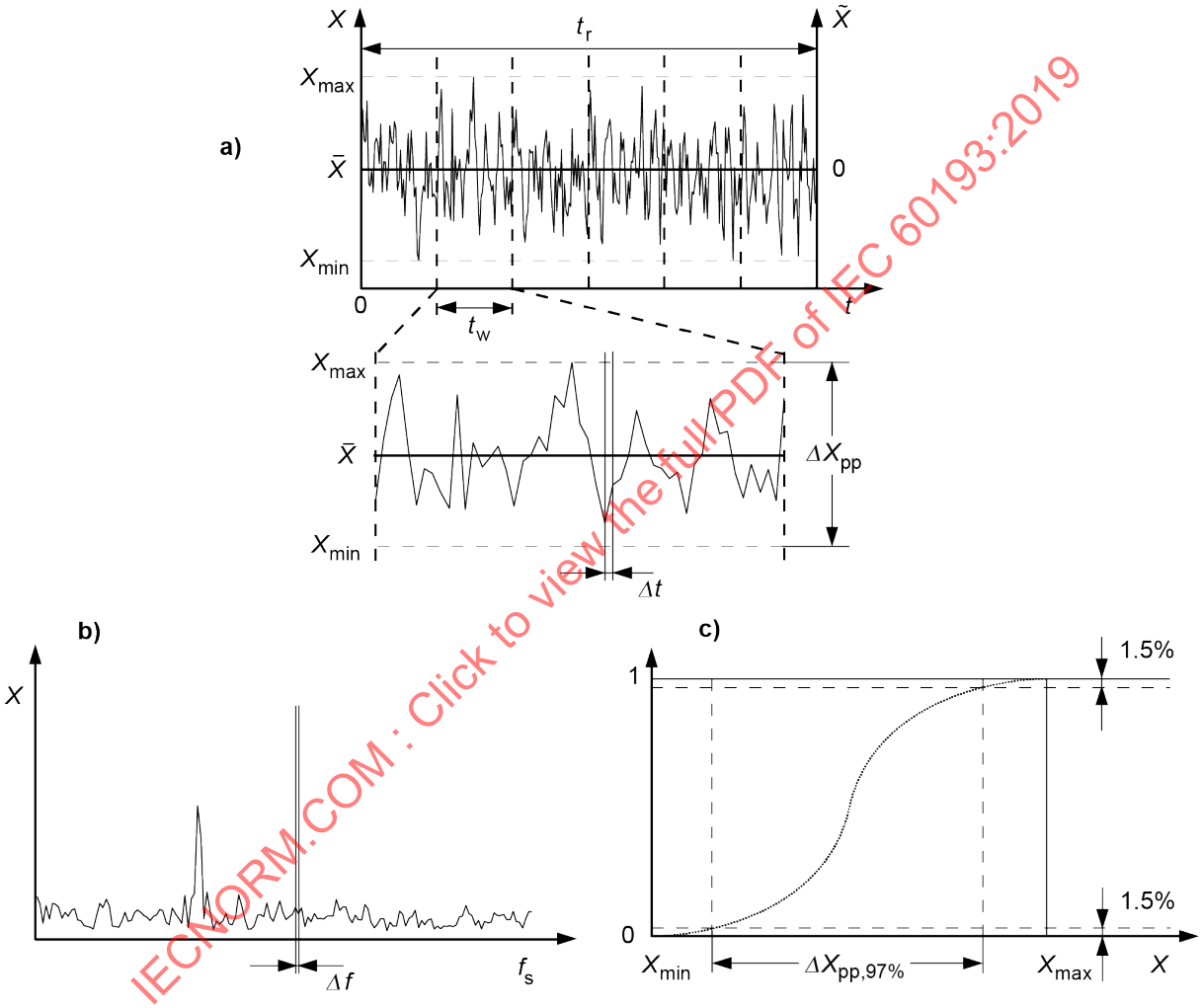
3.4.11 Termes généraux relatifs aux grandeurs fluctuantes

Pour les termes relatifs aux grandeurs fluctuantes, on se réfèrera à l'IEC 60994. Les termes utilisés dans le présent document, dont certains sont représentés sur la Figure 7, sont énumérés ci-après:

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Référence IEC 60994:1991
3.4.11.1	Grandeur discrète	Grandeur représentée par une suite de ses valeurs instantanées	X	
3.4.11.2	Grandeur discrète *n*	Valeur de la grandeur *n*	X_n	
3.4.11.3	Nombre d'échantillons	Nombre total de grandeurs discrètes	N	
3.4.11.4	Nombre d'échantillons dans une fenêtre temporelle	Nombre total de grandeurs discrètes utilisés dans une fenêtre temporelle	N_w	
3.4.11.5	Valeur moyenne	La somme algébrique de grandeurs discrètes divisée par le nombre d'échantillons $\bar{X} = \frac{1}{N}\sum_{1}^{N} X_n$	$\bar{X}$	2.3.3.1
3.4.11.6	Fluctuation d'une grandeur	Variation oscillatoire d'une grandeur *X* par rapport à sa valeur moyenne pendant un intervalle de temps Δt préalablement déterminé	$\tilde{X}(t)$	2.3.1.5
3.4.11.7	Valeur maximale	La valeur maximale dans un intervalle de temps choisi	X_{max}	
3.4.11.8	Valeur minimale	La valeur minimale dans un intervalle de temps choisi	X_{min}	
3.4.11.9	Ecart type (valeur efficace par rapport à la valeur moyenne)	La valeur efficace de l'écart d'un ensemble de nombres par rapport à la valeur moyenne $\tilde{X}_{eff} = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{1}^{N}(X_n - \bar{X})^2}$	$\tilde{X}_{eff}$	2.3.3.2
3.4.11.10	Valeur efficace	La racine carrée de la valeur moyenne carrée $X_{rms} = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{1}^{N} X_n^2}$	X_{rms}	2.3.3.3
3.4.11.11	Valeur crête à crête	La différence entre les valeurs maximum et minimum $\Delta X_{pp} = X_{max} - X_{min}$	ΔX_{pp}	2.3.2.11
3.4.11.12	Valeur crête-à-crête avec un intervalle de confiance de 97%	La différence entre la valeur maximum et minimum d'un signal est déterminée à l'aide de la fonction de distribution de probabilité et pour une valeur de probabilité donnée (par exemple 97%) Note 1 à l'article: Cette fonction de distribution est estimée à l'aide d'une méthode de comptage statistique. Les valeurs du signal en dehors de l'intervalle de confiance défini sont exclues.	$\Delta X_{pp,97\%}$	
3.4.11.13	Amplitude	Valeur maximale d'une grandeur sinusoïdale $X(t)$: $A = \frac{1}{2}\Delta X_{pp}$	A	2.3.2.10
3.4.11.14	Temps	Grandeur physique	t	2.3.2.3
3.4.11.15	Intervalle de temps d'échantillonnage	Intervalle de temps entre deux échantillons consécutifs	Δt	
3.4.11.16	Fréquence	Inverse de la période s^{-1} (Hz)	f	2.3.2.4
3.4.11.17	Fréquence d'échantillonnage (taux d'échantillonnage)	Inverse de l'intervalle de temps d'échantillonnage $f_s = \frac{1}{\Delta t}$	f_s	
3.4.11.18	Largeur de la fenêtre temporelle	Fenêtre temporelle sélectionnée pour l'analyse fréquentielle par la méthode de transformée de Fourier $t_w = N_w \Delta t$	t_w	

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Référence IEC 60994:1991
3.4.11.19	Résolution fréquentielle	Intervalle de fréquence entre deux valeurs consécutives dans une transformée de Fourier discrète $\Delta f = 1/t_w = f_s/N$	Δf	
3.4.11.20	Durée d'enregistrement du signal (temps d'enregistrement)	Durée d'enregistrement d'un signal émis par un transducteur (en secondes).	t_r	2.3.4.14



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

a) Un signal de fluctuation de pression pour une durée définie d'enregistrement du signal (t_r). Un minimum de 5 fenêtres de largeur déterminée (t_w) doit être inclus dans chaque enregistrement de signal (voir 7.2.1.2.4).

b) Signal transformé dans le domaine fréquentiel par l'analyse de Fourier. La fréquence de résolution (Δf) requise pour chaque analyse est déterminée par la vitesse de rotation de la machine (voir 7.2.1.2.4).

c) En utilisant une distribution de probabilité, chacun des points de mesure de la Figure 7 a) est rassemblé et les déviations extrêmes sont enlevées. Un intervalle de confiance de 97% est illustré dans cette figure.

Figure 7 – Illustration de quelques définitions relatives aux grandeurs fluctuantes

3.4.12 Termes relatifs à la mécanique des fluides et à l'effet d'échelle[a)]

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.4.12.1	Nombre de Reynolds	Rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité (voir 5.3.1): a) Machines à réaction $Re = \frac{uD}{\nu}$ b) Turbines à action $\frac{uB}{\nu}$	Re	-
3.4.12.2	Nombre de Reynolds de référence	La valeur $Re = 7 \times 10^6$	Re_{ref}	
3.4.12.3	Nombre de Froude[b)]	Racine carrée du rapport des forces d'inertie aux forces de gravité (voir 5.3.1): a) Machines à réaction $Fr = \left[\frac{E}{gD}\right]^{1/2}$ b) Turbines à action $\left[\frac{E}{gB}\right]^{1/2}$	Fr	-
3.4.12.4	Nombre de Weber[b)]	Rapport des forces d'inertie aux forces de tension superficielle $We = \left[\frac{\rho L v^2}{\sigma^*}\right]^{1/2}$ (voir 5.3.1)	We	-
3.4.12.5	Coefficient de référence de répartition des pertes	Rapport des pertes relatives transposables aux pertes relatives totales pour le nombre de Reynolds de référence au point de rendement hydraulique optimum $V_{ref} = \frac{\delta_{ref}}{1 - \eta_{hM\ opt}}$ Note 1 à l'article: Voir Tableau D.1 pour les valeurs correspondent aux différents types de machines à réaction	V_{ref}	-
3.4.12.6	Pertes relatives transposables	Pertes de rendement dues aux effets d'échelle liés au nombre de Reynolds	δ	-
3.4.12.7	Pertes relatives transposables de référence	Pertes de rendement dues aux effets d'échelle au nombre de Reynolds de référence (voir l'Annexe D) $\delta_{ref} = V_{ref}\left(1 - \eta_{h\ ref}\right)$	δ_{ref}	-
3.4.12.8	Pertes relatives fixes	Pertes de rendement qui ne peuvent être attribuées aux effets d'échelle (voir l'Annexe D) $\delta_{ns} = \left(1 - \eta_h\right) - \delta$	δ_{ns}	-
3.4.12.9	Pertes relatives totales	Somme des pertes relatives fixes et transposables (voir l'Annexe D) $1 - \eta_h = \delta + \delta_{ns}$		-
3.4.12.10	Différence de rendement hydraulique	Différence entre les valeurs du rendement hydraulique en deux points de fonctionnement hydrauliquement semblables mesurées à des nombres de Reynolds différents (voir 5.3.2)	$\Delta\eta_h$	-

a) Voir l'ISO 80000-11.

b) D'autres définitions de ces nombres peuvent être rencontrées dans la littérature.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.13 Termes adimensionnels

Les performances d'une machine peuvent être caractérisées par des termes adimensionnels basés sur $E = 1$, $D = 1$ et $\rho = 1$ ou sur $n = 1$, $D = 1$ et $\rho = 1$.

Les unités sont: H (m); D (m); E (J·kg^{-1}); n (s^{-1}); ρ (kg·m^{-3}); T (N·m); P (W); Q (m^3·s^{-1}).

Les relations entre les termes adimensionnels ci-dessous et d'autres définitions existantes sont données à l'Annexe A.

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Relations
3.4.13.1	Facteur de vitesse	$\frac{nD}{E^{0,5}}$	n_{ED}	$= \frac{1}{E_{nD}^{0,5}}$
3.4.13.2	Facteur de débit	$\frac{Q_1}{D^2E^{0,5}}$	Q_{ED}	$= \frac{Q_{nD}}{E_{nD}^{0,5}}$
3.4.13.3	Facteur de couple	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	T_{ED}	$= \frac{T_{nD}}{E_{nD}} = \frac{P_{ED}}{2\pi n_{ED}}$
3.4.13.4	Facteur de puissance[a)]	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1,5}}$	P_{ED}	$= Q_{ED}\eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{Q_{ED}}{\eta_{hP}}$ (pompe) $= \frac{P_{nD}}{E_{nD}^{1,5}} = P_{nD}n_{ED}^3$ $= 2\pi n_{ED} T_{ED}$
3.4.13.5	Coefficient d'énergie	$\frac{E}{n^2D^2}$	E_{nD}	$= \frac{1}{n_{ED}^2}$
3.4.13.6	Coefficient de débit	$\frac{Q_1}{nD^3}$	Q_{nD}	$= \frac{Q_{ED}}{n_{ED}} = Q_{ED}E_{nD}^{0,5}$
3.4.13.7	Coefficient de couple	$\frac{T_m}{\rho_1 n^2 D^5}$	T_{nD}	$= \frac{T_{ED}}{n_{ED}^2} = T_{ED}E_{nD} = \frac{P_{nD}}{2\pi}$
3.4.13.8	Coefficient de puissance	$\frac{P_m}{\rho_1 n^3 D^5}$	P_{nD}	$= E_{nD}Q_{nD}\eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{E_{nD}Q_{nD}}{\eta_{hP}}$ (pompe) $= \frac{P_{ED}}{n_{ED}^3} = P_{ED}E_{nD}^{1,5} = 2\pi T_{nD}$
3.4.13.9	Nombre de Thoma	$\frac{NPSE}{E}$	σ	$= \frac{Q_{nD}}{E_{nD}} = \sigma_{nD}n_{ED}^2$
3.4.13.10	Coefficient de cavitation	$\frac{NPSE}{n^2D^2}$	σ_{nD}	$= \sigma E_{nD} = \frac{\sigma}{n_{ED}^2}$
3.4.13.11	Coefficient d'énergie	$\frac{nQ^{0,5}}{E^{0,75}}$	N_{QE}	$= n_{ED}Q_{ED}^{0,5} = \frac{Q_{nD}^{0,5}}{E_{nD}^{0,75}}$

a) Ceci se réfère à la puissance mécanique à la roue, qui est habituellement mesurée sur modèle.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

3.4.14 Termes relatifs aux données complémentaires de fonctionnement

Pour la présentation et l'analyse des données complémentaires de fonctionnement telles que les fluctuations de pression et de couple, la poussée axiale et les charges hydrauliques sur les composants mesurés, il est recommandé d'utiliser les termes adimensionnels tels qu'ils sont définis ci-après et en 7.2.2 à 7.4. Ces termes sont désignés par le symbole de la grandeur mesurée affecté d'indices désignant le composant de la machine et les grandeurs prises égales à l'unité; par exemple $T_{G,ED}$ représentera le facteur de couple sur les directrices, c'est-à-dire le couple exercé sur les directrices lorsqu'on prend l'énergie hydraulique massique de la machine et le diamètre de référence égaux à l'unité.

Les symboles utilisés pour définir les grandeurs mesurées sont énumérés ci-après:

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.4.14.1	Force	Influence tendant à produire un mouvement ou une contrainte sur un composant de machine	F	N
3.4.14.2	Moment	Magnitude d'un effet de rotation produit par une force agissant à une distance perpendiculaire à un point donné	M	N·m
3.4.14.3	Pression	La force par unité d'aire	p	Pa
3.4.14.4	Couple	La composante axiale du moment	T	N·m

Les termes adimensionnels relatifs aux données complémentaires de fonctionnement sont énumérés ci-après:

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
3.4.14.5	Facteur de couple	$T_{ED} = \frac{T}{\rho D^3 E}$	T_{ED}	-
3.4.14.6	Coefficient de couple	$T_{nD} = \frac{T}{\rho n^2 D^5}$	T_{nD}	-
3.4.14.7	Facteur de force	$F_{ED} = \frac{F}{\rho D^2 E}$	F_{ED}	-
3.4.14.8	Coefficient de force	$F_{nD} = \frac{F}{\rho n^2 D^4}$	F_{nD}	-
3.4.14.9	Facteur de fluctuation de pression	$\tilde{p}_E = \frac{\tilde{p}}{\rho E}$	$\tilde{p}_E$	-
3.4.14.10	Coefficient de fluctuation de pression	$\tilde{p}_{nD} = \frac{\tilde{p}}{\rho n^2 D^2}$	$\tilde{p}_{nD}$	-

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

4 Nature et étendue des garanties relatives au fonctionnement hydraulique

4.1 Généralités

4.1.1 Données du projet et coordination

L'acheteur doit être responsable de l'établissement des données sur lesquelles les garanties sont fondées, ce qui inclut notamment les sections de référence, les niveaux d'eau, les énergies hydrauliques massiques (voir 3.4.7.1), et les pertes d'énergie hydraulique massique. Il est aussi responsable de la coordination des études visant à déterminer les interactions entre les conduites hydrauliques et les composants électriques et mécaniques de la machine.

L'acheteur doit faire en sorte que le fournisseur de la machine reçoive les données exactes et suffisamment détaillées concernant les éléments suivants:

– les niveaux d'eau en fonctionnement dans tous les bassins;
– les pertes hydrauliques de chaque portion des conduits de l'amenée à la restitution;
– les plans de conception des conduits associés à la machine hydraulique, y compris les vannes et robinets;
– toute information concernant l'écoulement dans les conduits, telle que des résultats d'essai sur modèle des circuits hydrauliques;
– dans le cas de rénovation de machines existantes, il faut porter une attention particulière aux limites imposées par les mécanismes existants (par exemple pour les ouvertures, rugosité de surface, limites de l'alternateur, etc.).

Il faut porter attention aux conditions d'écoulement à l'entrée et à la sortie du modèle (voir 5.1.2.4 et 5.1.3.3). Dans la plupart des cas, il suffira que le modèle s'étende juste au-delà des sections de référence haute et basse pression, celles-ci devant être incluses pour que les essais sur modèle soient conformes au présent document. Si les conditions d'installation du prototype sont telles qu'il y ait des raisons de penser que la configuration globale de l'écoulement n'est pas pleinement reproduite sur le modèle, le contrat doit spécifier les mesures à prendre; il peut par exemple préciser jusqu'à quelles limites les canaux et conduits hydrauliques doivent être modélisés. Dans d'autres cas, l'acheteur doit avoir vérifié que les conditions d'approche sont correctes à l'aide d'un essai d'un modèle partiel de l'aménagement antérieur à l'essai du modèle de la machine.

4.1.2 Définition des garanties de performances hydrauliques

Un contrat pour une machine prototype réglable[4] ou non doit contenir au minimum des garanties couvrant la puissance, le débit et/ou l'énergie hydraulique massique, le rendement, la vitesse instantanée maximum maximorum, la pression instantanée maximum maximorum ou minimum minimorum et la vitesse maximale d'emballement stabilisé (vitesse d'emballement en dévirage pour une pompe), ainsi que des garanties liées à la cavitation.

Dans le cas d'une pompe, les garanties peuvent aussi couvrir l'énergie hydraulique massique (ou la hauteur) maximale à débit nul et la puissance à débit nul, cette dernière avec la roue tournant dans l'eau ou dans l'air à la vitesse de rotation spécifiée.

Les garanties doivent être données pour un ou plusieurs points de fonctionnement (voir 4.2.2). Ces points appartiennent aux courbes caractéristiques de la machine qui sont normalement présentées par le fournisseur. Dans certains cas (par exemple mini-hydraulique), un tableau de points peut suffire.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

4 Dans le domaine du présent document, "réglable" fait référence au réglage du débit par variation de l'ouverture du distributeur, de la course des injecteurs et/ou de l'inclinaison des pales de roue.

L'état actuel de la technique permet de vérifier certaines de ces garanties portant sur le prototype par des essais sur modèle (voir 4.2), tandis que d'autres ne peuvent pas l'être (voir 4.3). De plus, des données complémentaires peuvent être fournies par le modèle à titre indicatif sur le fonctionnement prévisible du prototype (voir 4.4).

4.1.3 Garanties portant sur des grandeurs liées

Il est recommandé que le contrat évite de fixer plus d'une garantie pour des grandeurs liées; par exemple, pour une turbine réglable, le rendement doit être garanti soit en fonction du débit, soit en fonction de la puissance, mais non les deux.

4.1.4 Forme des garanties

Lorsque les performances d'une machine prototype doivent être jugées sur la base d'un essai sur modèle, on peut utiliser l'une des deux formes suivantes de garanties:

a) Garanties portant sur les performances hydrauliques du prototype, calculées à partir des résultats d'un essai sur modèle en tenant compte des effets d'échelle. Pour les machines à réaction, cet effet d'échelle doit être pris en compte conformément à 6.8 et à l'Annexe D. Pour les turbines à action, si cela est convenu dans le contrat, il est recommandé de prendre en compte l'effet d'échelle conformément à l'Annexe I.

b) Garanties portant sur les performances hydrauliques du modèle rapportées à un nombre de Reynolds (ou, pour les turbines à action, à des nombres de Reynolds, de Froude et de Weber) spécifié dans le contrat.

Dans tous les cas, les exigences de 5.3 concernant la similitude doivent être respectées.

4.2 Garanties principales de performances hydrauliques vérifiables par un essai sur modèle

4.2.1 Grandeurs garanties pour toute machine

4.2.1.1 Puissance

Le terme puissance renvoie habituellement à la puissance mécanique à la roue (voir 3.4.9.3). Lorsque c'est la puissance mécanique de la machine (voir 3.4.9.2) qui est garantie pour le prototype, les pertes mécaniques (voir 3.4.9.4) doivent être prises en compte.

4.2.1.2 Débit et/ou énergie hydraulique massique

Cette garantie se rapporte soit au débit dans la section de référence (voir 3.4.5.4) en fonctionnement sous certaines énergies hydrauliques massiques spécifiées, soit à l'énergie hydraulique massique en fonctionnement à certains débits spécifiés.

4.2.1.3 Rendement

Le terme rendement renvoie au rendement hydraulique (voir 3.4.10.1) sauf spécification contraire. Lorsque c'est le rendement (voir 3.4.10.3) du prototype qui est garanti, les pertes mécaniques (voir 3.4.9.4) ou le rendement mécanique (voir 3.4.10.2) doit être pris en compte.

Pour les machines à réaction, la relation entre les rendements hydrauliques du modèle et du prototype doit être considérée, comme expliqué à l'Annexe D. C'est une convention couramment admise que d'appliquer cette relation dans tout le domaine des rendements garantis.

4.2.1.4 Vitesse et débit d'emballement stabilisé

Une garantie pour la vitesse maximale d'emballement stabilisé (3.4.5.12) ou pour la vitesse maximale d'emballement en dévirage dans le cas des pompes, est exigée. Une garantie additionnelle pour le débit maximal à l'emballement peut être exigée.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Le débit à vide, dans le fonctionnement en turbine, doit être déterminé en tant qu'élément de la courbe caractéristique d'emballement (voir Figure 56).

4.2.1.5 Influence de la cavitation sur le fonctionnement hydraulique

Le contrat doit spécifier clairement les conditions hydrauliques (énergie hydraulique massique et énergie massique nette à l'aspiration) dans lesquelles les performances hydrauliques doivent être garanties.

Les garanties de performances hydrauliques du prototype doivent inclure l'influence de la cavitation sur celles-ci. Selon la pratique industrielle courante, cette influence est déterminée par des essais sur modèle effectués conformément à 5.3.5.2, 5.5.3.6, 6.8.2.3.8 et 6.8.3.2.

L'application de la formule de transposition du rendement due au nombre de Reynolds est limitée au domaine des valeurs de σ spécifié en 6.8.2.4.2. Le contrat doit spécifier la procédure à suivre si σ_{pl} tombe en dehors de ce domaine.

Dans certains cas, le contrat peut contenir une clause additionnelle sur la cavitation, prescrivant que la valeur mesurée du nombre de Thoma choisi comme critère (σ_d) doit être inférieure au nombre de Thoma d'installation σ_{pl} avec une certaine marge (voir 6.10.5). Le critère et la marge doivent être spécifiés dans le contrat.

4.2.2 Applications particulières

4.2.2.1 Turbine réglable (voir 6.10.3.1.2)

Garantie	Critères
Puissance	Puissance à atteindre sous une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées
Débit	Débit à atteindre sous une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées
Rendement	Des garanties peuvent être exigées sous l'une des formes suivantes sous une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées: – pour un ou plusieurs puissances ou débits spécifiés; ou – comme rendement moyen pondéré[a)] dans une étendue spécifiée de puissances ou de débit
Vitesse d'emballement	Vitesse d'emballement stabilisé à ne pas dépasser lorsque la turbine fonctionne sous l'énergie hydraulique massique maximale ou sous toute autre énergie hydraulique massique spécifiée. Dans le cas des machines à double réglage, il doit être précisé si la garantie se rapporte au fonctionnement pour lequel la conjugaison optimale entre l'ouverture du distributeur et l'inclinaison des pales de roue est respectée (fonctionnement sur came) ou/et à la vitesse maximale d'emballement dans le fonctionnement hors conjugaison le plus défavorable
Cavitation	Des garanties selon 4.2.1.5 peuvent être exigées sous une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques, débits ou puissances, généralement pour la valeur minimale correspondante de σ_{pl}

[a)] On ne doit pas garantir simultanément des rendements moyens pondérés et une série de rendements ponctuels

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

4.2.2.2 Turbine non réglable (voir 6.10.3.1.3)

Garantie	Critères
Puissance	Puissance à atteindre et puissance à ne pas dépasser dans une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques[a)]
Débit	Débit à atteindre et/ou débit à ne pas dépasser dans une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques. Cette garantie est généralement remplacée par la garantie correspondante de puissance
Rendement	Des garanties peuvent être exigées sous l'une des formes suivantes pour une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées: – pour un ou plusieurs débits ou énergies hydrauliques massiques spécifiés; ou – comme rendement moyen pondéré[b)] dans une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques
Vitesse d'emballement	Vitesse d'emballement stabilisé à ne pas dépasser lorsque la turbine fonctionne sous l'énergie hydraulique massique maximale
Cavitation	Des garanties selon 4.2.1.5 peuvent être exigées pour une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques, généralement pour la valeur minimale correspondante de σ_{pl}

a) Pour les limites contractuelles de puissance correspondant aux énergies hydrauliques massiques spécifiées, voir 6.10.3.1.3.

b) On ne doit pas garantir simultanément des rendements moyens pondérés et une série de rendements ponctuels.

4.2.2.3 Pompe réglable ou non (voir 6.10.3.1.4)

Garantie	Critères
Puissance	Puissance à ne pas dépasser dans une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques ou de débits
Débit et/ou énergie hydraulique massique	Valeurs à atteindre et/ou à ne pas dépasser pour le débit dans une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques ou pour l'énergie hydraulique massique dans une étendue spécifiée de débits
Rendement	Des garanties peuvent être exigées sous l'une des formes suivantes pour une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées ou pour un ou plusieurs débits spécifiés: – pour un ou plusieurs débits ou énergies hydrauliques massiques spécifiés; ou – comme rendement moyen pondéré[a)] dans une étendue spécifiée de débits ou d'énergies hydrauliques massiques
Vitesse d'emballement	Vitesse maximale d'emballement stabilisé en dévirage à ne pas dépasser lorsque la pompe fonctionne sous l'énergie hydraulique massique maximale spécifiée. Dans le cas des machines à double réglage, il doit être précisé si la garantie se rapporte au fonctionnement pour lequel la conjugaison optimale entre l'ouverture du distributeur et l'inclinaison des pales de roue est respectée (fonctionnement sur came) ou/et à la vitesse maximale d'emballement hors conjugaison le plus défavorable
Cavitation	Des garanties selon 4.2.1.5 peuvent être exigées pour un ou plusieurs énergies hydrauliques massiques, débits ou puissances spécifiés, généralement pour la valeur minimale correspondante de σ_{pl}

a) On ne doit pas garantir simultanément des rendements moyens pondérés et une série de rendements ponctuels

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

4.3 Garanties non vérifiables par des essais sur modèle

4.3.1 Garanties sur l'érosion de cavitation

La valeur admissible de l'érosion due à la cavitation ne doit être garantie que pour le prototype. Le contrôle de cette garantie doit être fait sur le prototype selon les recommandations de la série IEC 60609.

L'essai sur modèle peut toutefois révéler, par inspection visuelle durant les essais (voir 5.5.3.6), les zones potentielles d'érosion par cavitation.

4.3.2 Garanties sur la vitesse et la pression instantanées maxima maximorum

Les survitesses et pressions instantanées (y compris la vitesse instantanée d'emballement) dépendent essentiellement du tracé des conduits hydrauliques (longueur de la conduite forcée, cheminée d'équilibre, etc.), de l'inertie des parties tournantes du groupe et de la loi de manœuvre du distributeur. Elles ne peuvent donc pas être déterminées directement par un essai dynamique sur modèle qui ne reproduit ni la totalité des conduites impliquées, ni l'inertie du groupe, ni les caractéristiques du régulateur de vitesse. Néanmoins, les données obtenues lors des essais sur modèle en régime permanent, transposées au prototype, donnent des valeurs suffisantes pour calculer les phénomènes transitoires avec une précision acceptable.

4.3.3 Garanties de bruit et de vibrations

La détermination du bruit et des vibrations du prototype à partir d'essais sur modèle est en dehors du domaine du présent document. Il convient d'utiliser celle-ci uniquement comme guide pour la modélisation des sources hydrauliques de ces phénomènes (par la détermination des fluctuations de pression et autres sollicitations dynamiques).

4.4 Données complémentaires de fonctionnement

Des données complémentaires peuvent être obtenues à partir du modèle:

– fluctuations de pression (voir 7.2.2);
– fluctuations de couple sur l'arbre (voir 7.2.3);
– poussée hydraulique, à la fois radiale et axiale (voir 7.3);
– couple hydraulique sur les directrices et sur les pales orientables de la roue, ou forces hydrauliques sur les pointeaux et les déflecteurs, dans tout le domaine de fonctionnement (voir 7.4);
– caractéristiques de fonctionnement dans les quatre quadrants, y compris la puissance et l'énergie hydraulique massique d'une pompe à débit nul (fonctionnement à vanne fermée), avec la roue tournant dans l'eau ou dans l'air (voir 7.5);
– mesures de pression différentielle en vue des essais indiciels du prototype (voir 7.6);
– loi de conjugaison (came) pour le fonctionnement optimal dans le cas des machines à double réglage (relation entre les ouvertures du distributeur et des pales de roue) (voir 6.8).

Il peut aussi être spécifié de déterminer d'autres données complémentaires, comme la répartition des vitesses ou des pressions dans divers composants de la machine, etc.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5 Exécution des essais

5.1 Exigences imposées à l'installation d'essai et au modèle

5.1.1 Choix du laboratoire

Tout laboratoire satisfaisant au présent document quant à sa conception, sa capacité et la qualité de ses instruments de mesure peut être considéré comme acceptable. Le choix d'un laboratoire indépendant est parfois préférable, surtout lorsqu'il s'agit d'essais comparatifs avec des modèles provenant de constructeurs différents.

5.1.2 Installation d'essai

5.1.2.1 Caractéristiques générales du circuit d'essai

Le circuit d'essai doit être tel que, lorsque la cavitation apparaît dans le modèle, elle ne doit pas se produire ailleurs dans le circuit au point d'influencer le bon fonctionnement et la stabilité de l'installation ou la mesure des performances du modèle.

Aucune bulle d'air entrainée dans le circuit ne doit perturber les mesures, spécialement celles du débit et de la pression.

Le circuit doit être construit de telle sorte qu'il ne se produise aucune fuite ou apport d'eau entre le débitmètre et le modèle. Il convient que ceci puisse être facilement contrôlé.

5.1.2.2 Capacité de l'installation d'essai

L'installation d'essai doit être capable de respecter les dimensions minimales du modèle et de satisfaire aux conditions d'essai requises (telles que puissance, pression, énergie hydraulique massique, débit et *NPSE*) énoncées en 5.4.2.

Le fonctionnement de l'installation doit être stable et à régime constant, elle ne doit en aucun cas induire des à-coups ou des fluctuations (voir 5.4.3).

5.1.2.3 Qualité de l'eau

L'eau utilisée dans l'installation doit être propre, claire et exempte de toute particule en suspension ou de produits chimiques qui pourraient influencer ses propriétés fondamentales telles que sa viscosité ou sa pression de vapeur. L'installation doit, autant que possible, pouvoir être purgée de toutes bulles ou poches de gaz avant les essais (voir 5.3.5.2 pour le niveau de référence).

Il convient que la teneur en gaz, dissous ou entraîné, de l'eau du banc d'essai (voir 5.7.3.2), puisse être mesurée lors des essais, et ceci spécialement afin d'assurer une bonne reproductibilité des essais de cavitation et de permettre des comparaisons.

L'expérience acquise en circuits fermés montre que l'air dissous peut produire des germes de cavitation et que la teneur en germes joue un rôle essentiel dans la cavitation à bulles par exemple: bulles de gaz entrainées par l'écoulement (voir 5.3.6.2 pour l'influence des germes sur la cavitation). Par conséquent, ces germes peuvent influencer les figures de cavitation ainsi que l'allure des courbes de cavitation qui en résultent (voir 5.3.5 et 5.3.6.2).

Il convient que la similitude de Thoma lors d'un essai de cavitation soit respectée par le choix d'une énergie hydraulique massique adéquate et/ou par l'injection de germes de cavitation.

Il est recommandé que la température de l'eau soit comprise entre 8 °C et 35 °C et ne varie pas plus de 5 °C par jour. Il est souhaitable d'éviter une trop grande différence entre la température de l'eau du banc d'essai et celle de l'air ambiant au voisinage des instruments, car ceci pourrait nuire à l'exactitude des mesures.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.1.2.4 Conditions d'écoulement données par l'installation

À l'entrée du modèle, l'installation doit garantir des conditions hydrauliques favorables, exemptes de tourbillon, de turbulence excessive et d'instabilité.

À la sortie du modèle, il est recommandé que l'écoulement ne soit pas influencé par des éléments de l'installation d'essai.

5.1.2.5 Instruments de mesure

Les instruments de mesure utilisés pour déterminer les principaux paramètres doivent satisfaire aux conditions posées par le présent document.

La traçabilité de chaque instrument de mesure par rapport à un étalon national ou international reconnu doit être assurée. Il est recommandé que tous les instruments de mesure, en particulier ceux du couple et du débit, soient étalonnés *in situ*. Certains étalonnages peuvent être réalisés avant l'installation sur le banc d'essai, par exemple, ceux de l'instrument de mesure du couple des directrices et des pales de roue ainsi que ceux des instruments de mesure dynamique.

Il convient que tous les instruments de mesure permettent une lecture en parallèle, indépendante du système d'acquisition des données, afin de faciliter les vérifications.

La température de l'instrument doit être vérifiée et être dans la plage définie par les caractéristiques techniques du fabricant.

5.1.3 Exigences concernant le modèle

5.1.3.1 Taille du modèle

La taille minimale d'un modèle est définie en 5.4.2.

Normalement, les modèles doivent être le plus grand possible, mais jamais plus petits que les valeurs spécifiées. Il est recommandé d'utiliser le même modèle pour vérifier les garanties de performances hydrauliques principales ainsi que l'influence de la cavitation (voir 4.2). Lors d'essais comparatifs, les modèles doivent être de taille identique.

5.1.3.2 Conception et construction d'un modèle

La conception et la réalisation du modèle doivent être telles qu'il puisse satisfaire à toutes les exigences des essais demandés. Les points suivants doivent être rigoureusement examinés:

- la conception et le choix des matériaux devront tenir compte de la hauteur de chute choisie pour les essais afin de minimiser les déformations du modèle;
- les composants mobiles servant à modifier la géométrie de la machine (pales de roue, aubes du distributeur, injecteurs) doivent être capables de maintenir et de répéter une position donnée;
- le système de paliers, l'arbre de la machine et toutes les parties fixes doivent être suffisamment rigides pour éviter en fonctionnement normal tout frottement de la roue dans les labyrinthes. Des jeux à la périphérie des aubes ou dans les labyrinthes inférieurs à 0,15 mm ne sont pas recommandés, pour des raisons mécaniques;
- il est recommandé de rendre toutes les surfaces mouillées hydrauliquement lisses;
- outre les exigences générales concernant l'état des surfaces, il convient de donner un soin tout particulier au raccordement des joints de façon à éviter tout décollement de l'écoulement;
- il convient de choisir les matériaux de façon à éviter tous problèmes d'oxydation et de corrosion électrochimique et de garder les surfaces mouillées en bon état durant tout le temps des essais;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- des dispositions doivent être prises pour faciliter le nettoyage et la réparation des conduits hydrauliques;
- il est recommandé d'aménager un cône transparent ou une fenêtre pour observer l'écoulement dans la roue et dans la partie adjacente de l'aspirateur (à l'étage basse pression d'une machine multiétage);
- lors d'un essai comparatif entre deux machines dont les joints d'arbre et les paliers font partie du modèle (par exemple machines multiétages), ceux-ci devront être de conception identique;
- lors d'un essai comparatif avec le même modèle, mais avec des roues différentes, la conception du modèle doit permettre que les jeux aux labyrinthes et le dispositif d'équilibrage soient identiques pour toutes les roues;
- lorsque des grandeurs complémentaires doivent être mesurées (telles que les fluctuations de pression, le couple sur les directrices ou la répartition des vitesses) le modèle doit permettre d'installer et de contrôler facilement les systèmes de mesure nécessaires;
- lorsqu'il est requis de procéder à des optimisations ou des modifications de composant individuel (tel que les avant-directrices, les directrices, l'aspirateur, etc.), le modèle doit permettre d'installer facilement les différentes configurations;
- si l'homologie d'un élément n'est pas respectée (par exemple, différences dans l'épaisseur du plafond, de la ceinture de roue, dans la conception du joint, etc.), la méthode analytique à suivre pour en tenir compte doit être acceptée d'un commun accord.

5.1.3.3 Limites du modèle

L'emplacement des sections de référence ainsi que les limites du passage hydraulique de l'entrée à la sortie du modèle (au minimum le tronçon compris entre les sections de référence haute et basse pression) doivent être clairement définis par le contrat (voir Figure 1 et, comme exemple Figure 44).

Toutes les parties du passage hydraulique qui pourraient influencer les caractéristiques du prototype, par exemple les conditions géométriques d'entrée et de sortie, doivent être autant que possible incluses dans le modèle.

Spécifiquement dans le cas des turbines à faible énergie hydraulique massique, il est recommandé d'étendre les limites du modèle de l'entrée du prototype à la sortie de l'aspirateur.

Les rainures des vannes batardeaux amont et aval ne font pas partie du modèle, à moins qu'elles ne soient disposées entre les sections de référence ou de mesure. Leur influence sur le comportement hydraulique de la machine peut être contrôlée lors d'essais complémentaires aux essais de réception.

5.1.3.4 Similitude géométrique entre modèle et prototype

5.1.3.4.1 Conditions générales

La condition fondamentale pour déterminer les performances d'un prototype à partir des essais sur modèle réduit est la similitude géométrique entre modèle et prototype. Il est donc nécessaire de comparer les dimensions correspondantes des deux machines ainsi que le fini de surface de toutes les composants en contact avec l'écoulement.

La similitude géométrique entre le modèle et le prototype doit être contrôlée conformément à 5.2.

Le modèle doit être en similitude géométrique avec le prototype pour toutes les parties mouillées dans les limites définies en 5.1.3.3. Cela inclut tous les détails qui pourraient avoir une influence mesurable sur les performances de la machine (voir 5.2.9.3). Cependant, dans des cas particuliers où on ne peut éviter des écarts mineurs par rapport à la similitude, il faut déterminer d'un commun accord si les résultats doivent être corrigés.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Pour le prototype, il est recommandé d'analyser tout non respect d'homologie ou déviation qui survient lors de la fabrication ou de l'installation. Il faut déterminer d'un commun accord les mesures correctives pour réduire l'influence sur la performance hydraulique.

Il est recommandé de corriger tout changement brusque du passage hydraulique, en utilisant un raccordement minimum de 1:10 pour une transition adéquate de la zone à corriger.

Pour le prototype, outre les exigences générales concernant l'état des surfaces, il est recommandé de prêter une attention particulière à l'alignement des joints entre les différents composants lorsque ceux-ci sont en contact avec l'écoulement, et ce, afin d'éviter des perturbations locales.

Lorsque l'essai de réception sur modèle est suivi d'un essai de réception sur prototype, il est recommandé que les sections de mesure soient autant que possible aux mêmes emplacements. Si ce n'est pas possible, il faut déterminer d'un commun accord, s'il y a lieu, d'appliquer une correction pour en tenir compte.

Lors d'un essai comparatif, il est recommandé que tous les modèles tournent dans le même sens.

5.1.3.4.2 Machines multiétages

Normalement, il est recommandé que les essais sur modèle réduit se fassent avec le même nombre d'étages que celui du prototype.

Pour un prototype ayant quatre étages ou plus, dans certains cas exceptionnels, le modèle peut comporter un nombre réduit d'étages, par exemple un modèle à trois étages pour un prototype à quatre étages.

5.1.3.4.3 Joints labyrinthes et dispositifs d'équilibrage

Pour des raisons mécaniques, il n'est quelquefois pas possible ou souhaitable (spécialement pour des modèles à grande échelle) que les jeux des joints d'arbre et de roue et les systèmes d'équilibrage de la poussée axiale soient en similitude géométrique ou hydrauliquement équivalents entre le modèle et le prototype. Dans ces cas, les pertes aux labyrinthes et le coefficient de poussée axiale seront différents entre le modèle et le prototype. Cette différence doit être négligeable, ou bien être soigneusement estimée de façon que le rendement hydraulique et la poussée axiale du prototype puissent être calculés. Pour déterminer l'influence sur le rendement hydraulique, les formules de transposition fournies dans l'IEC 62097 peuvent être utilisées.

Il est recommandé d'établir un accord avant le début des essais sur la manière de contrôler et de mesurer le débit de fuite q (voir Figure 6) et sur l'opportunité d'en tenir compte ou pas dans la détermination des performances de la machine.

5.2 Contrôle dimensionnel du modèle et du prototype

5.2.1 Généralités

Comme mentionné en 5.1.3.4, la similitude géométrique entre le modèle et le prototype doit être vérifiée.

Afin de fournir une information sur les détails géométriques majeurs et pertinents qui influencent la performance hydraulique, la procédure de contrôle ainsi que les tolérances admissibles sont décrites ci-dessous.

Ces tolérances doivent être considérées comme des valeurs maximales admissibles pour assurer la similarité géométrique et l'influence mesurable sur la performance. Dans tous les cas, ces tolérances reflètent la précision technique réalisable dans la fabrication.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

En raison de l'amélioration des procédés de fabrication, il est assez fréquent d'avoir, d'un commun accord, des exigences d'homologie plus strictes que celles indiquées en 5.2.10.

L'homologie géométrique (ouvertures, angles et ondulations) est mieux respectée si le profil est entièrement usiné par commande numérique, comme il est de pratique courante dans l'industrie pour la fabrication des roues. La tendance est également d'appliquer cette pratique au profil des directrices.

Celle-ci s'applique même dans le cas où le modèle est construit sur la base d'une machine existante et où le prototype est de ce fait le point de départ du procédé.

5.2.2 Explication des termes utilisés pour le modèle et le prototype

Termes généraux utilisés pour le modèle et le prototype:

a) valeur individuelle

Elle résulte:

– de la mesure de la dimension du même element du même composant prise à différents endroits (par exemple le diamètre de référence de la roue);

ou

– de la mesure de la dimension du même element de différents composants d'une série, prise au même endroit (par exemple l'épaisseur maximale des directrices).

b) valeur moyenne

Elle résulte de la moyenne arithmétique calculée à partir de plusieurs mesures individuelles.

c) valeur théorique

C'est la valeur de construction indiquée sur un plan. Les longueurs correspondantes du modèle et du prototype L_M et L_P sont liées par le rapport d'échelle de longueur λ_L (voir 3.4.3.10).

5.2.3 But du contrôle dimensionnel

Le contrôle dimensionnel sert à:

a) s'assurer des dimensions principales du modèle et du prototype;

b) contrôler l'uniformité des séries de composants du modèle ou du prototype, c'est-à-dire comparer les écarts relatifs entre les valeurs individuelles et la valeur moyenne correspondante. Les écarts maximaux autorisés sont indiqués dans les colonnes "tolérances d'uniformité" de 5.2.10;

c) contrôler la similitude géométrique entre le prototype et le modèle, c'est-à-dire comparer l'écart relatif entre les valeurs moyennes du prototype et les valeurs moyennes du modèle transposées par λ_L. Les écarts maximaux autorisés sont indiqués dans les colonnes "tolérance de similitude" de 5.2.10. Ceci comprend la vérification de la position relative des composants les uns par rapport aux autres, par exemple sur des roues assemblées: aubes par rapport au plafond et à la ceinture, ouverture des aubes aux arêtes d'entrée et de sortie (voir 5.2.4);

d) comparer la mesure du profil ou de la surface 3-D à la géométrie théorique, par exemple aubes individuelles avant assemblage.

5.2.4 Règles générales

Au stade du contrat, il faut définir d'un commun accord les méthodes utilisées pour le contrôle dimensionnel. En cas d'omission, un accord doit être conclu au plus tard avant de l'essai modèle de réception.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Dans la pratique, le modèle réduit physique est comparé avec les valeurs de conception pour satisfaire aux exigences de similitude. Cependant, la similitude réelle doit être respectée entre le modèle réduit et le prototype physique. Lors du contrôle dimensionnel du prototype, les données du modèle réduit doivent être utilisées comme référence.

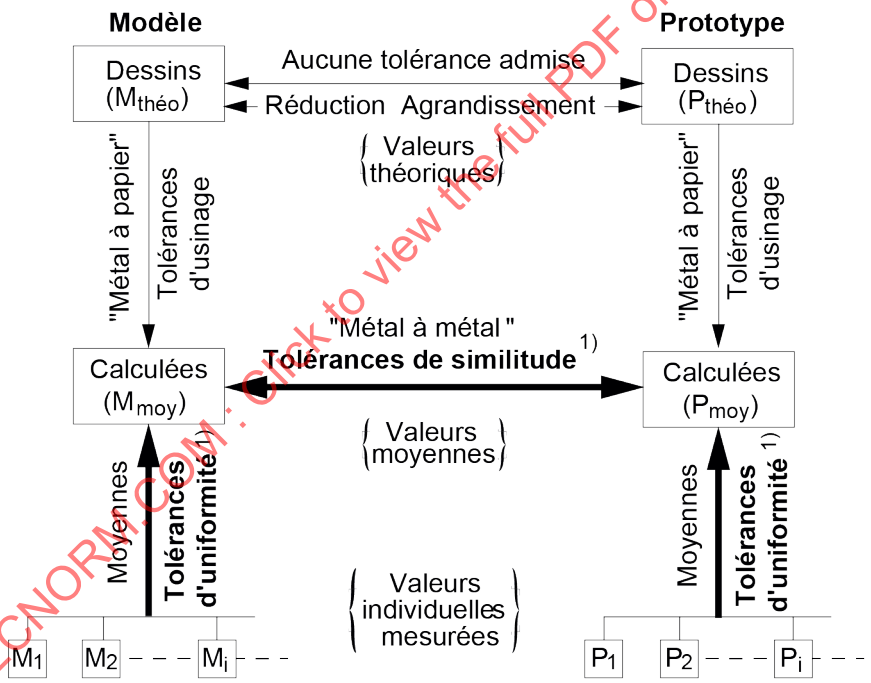
Généralement le prototype physique n'étant pas encore accessible durant la période des essais sur modèle réduit, une comparaison avec les valeurs de conception est suffisante.

Si la déviation mesurée entre le modèle réduit et les valeurs théoriques dépasse la moitié de la tolérance maximum admissible (voir 5.2.10) le prototype doit être fabriqué de telle manière que la déviation totale demeure dans cette tolérance. De plus, la tolérance de fabrication du prototype doit être révisée en conséquence. Autrement, le constructeur est autorisé à modifier les dimensions de fabrication du prototype pour être compatible avec la valeur moyenne mesurée pendant les essais de réception du modèle réduit.

5.2.5 Procédure

5.2.5.1 Tolérances géométriques à considérer

La Figure 8 schématise l'application des tolérances géométriques définies dans le présent document aux valeurs individuelles et aux valeurs moyennes du modèle et du prototype.



1) Les valeurs numériques des tolérances de similitude et des tolérances d'uniformité sont indiquées en 5.2.10.

Figure 8 – Procédure pour le contrôle dimensionnel, la comparaison des résultats "métal à métal" et l'application des tolérances au modèle et au prototype

5.2.5.2 Uniformité des composants du modèle et du prototype

En comparant les mesures individuelles avec les valeurs moyennes correspondantes, il est possible de déterminer si les conditions d'uniformité du modèle et du prototype ont été atteintes.

Si les conditions d'uniformité ne sont pas remplies, un accord doit déterminer quels composants doivent être modifiés ou usinés à nouveau.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Dans le cas où la différence entre la valeur moyenne et la valeur théorique sort de la tolérance d'uniformité, il doit être décidé si la valeur théorique ou la géométrie des composants doit être corrigée.

Dans le cas d'un contrôle partiel, c'est-à-dire lorsque tous les éléments d'une série ne sont pas contrôlés, il peut être convenu que les valeurs individuelles soient directement comparées à la valeur théorique.

5.2.5.3 Similitude géométrique entre le prototype et le modèle

En comparant la valeur moyenne du modèle avec la valeur du prototype correspondante, et en tenant compte des tolérances de similitude définies par le présent document (voir 5.2.10) ou selon les spécifications contractuelles, on peut déterminer si la similitude géométrique est respectée. S'il en est ainsi convenu, la valeur théorique correspondante peut être substituée à la valeur moyenne.

Si l'écart dépasse les tolérances, on doit prévoir une étape supplémentaire pouvant comprendre un nouvel essai avec un modèle corrigé.

Les dimensions du prototype théorique doivent avoir un nombre de chiffres significatifs qui respectent la tolérance dimensionnelle.

Pour certaines dimensions (par exemple les dimensions globales) qui sont difficiles à mesurer sur le modèle et/ou sur le prototype, il peut être convenu de comparer les valeurs théoriques à la place des valeurs moyennes du modèle et/ou du prototype, à condition que la somme des tolérances d'usinage et de montage soit inférieure à la tolérance de similitude.

5.2.6 Application à différents types de machines

Pour les turbines, les tolérances dimensionnelles sont énumérées ci-dessous pour les turbines Francis, Kaplan et Pelton.

Les tolérances des turbines Francis s'appliquent aussi aux machines à écoulement diagonal à pales fixes.

Les tolérances des turbines Kaplan s'appliquent aussi aux machines à écoulement diagonal à pales ajustables (turbines Dériaz), et aux machines axiales à pales fixes ou ajustables (turbines hélices, tubulaires, etc.).

Les tolérances des turbines Pelton peuvent être adaptées aux turbines à action à jet incliné.

Pour les pompes et les pompes-turbines, les tolérances dimensionnelles sont définies pour les machines centrifuges, hélico-centrifuges et axiales.

5.2.7 Méthodes

5.2.7.1 Généralités

Pour relever la géométrie et vérifier l'homologie de la roue, les profils individuels du modèle et du prototype des aubes de roue, des directrices et des avant-directrices, ainsi que de la roue assemblée doivent être mesurés à l'aide de MMT (machine à mesurer tridimensionnelle), de systèmes de mesure optique, de gabarits, etc.

Pour vérifier le positionnement absolu des aubes sur la roue assemblée, il est recommandé d'utiliser des gabarits ou des méthodes équivalentes.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Pour les essais de réception de la roue modèle la vérification de deux aubes adjacentes est suffisante si une machine MMT est utilisée et que le contrôle dimensionnel selon 5.2.10 respecte les tolérances. Il est recommandé de comparer graphiquement le profil mesuré au profil théorique.

La géométrie CAO et les coordonnées des points de contrôle du tracé hydraulique sont la propriété intellectuelle du constructeur. Le constructeur n'a pas à fournir la géométrie CAO et/ou les coordonnées à l'acheteur.

Afin de protéger la confidentialité et la propriété intellectuelle du tracé hydraulique, le constructeur doit présenter uniquement les écarts entre le profil mesuré et le profil théorique.

En cas de vérifications supplémentaires sur le modèle ou le prototype, le nombre, les coordonnées des points à contrôler et leur format de stockage doivent être définis d'un commun accord.

En fonction des méthodes d'usinage et de mesure de l'aubage de la roue, le constructeur est tenu de proposer la méthode la plus appropriée et l'emplacement des points de contrôle en accord avec l'acheteur afin de prouver la similitude géométrique entre le prototype et le modèle.

Les Figure 9 à Figure 19 donnent des exemples définissant l'emplacement et l'étendue des contrôles géométriques. La procédure de contrôle n'est cependant pas limitée aux exemples donnés ni ne signifie que toutes ces dimensions sont vérifiées.

Lorsqu'une longueur ne peut être mesurée directement, par exemple si un point d'intersection est recouvert par un congé, la mesure doit être réalisée selon une procédure convenue d'un commun accord.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

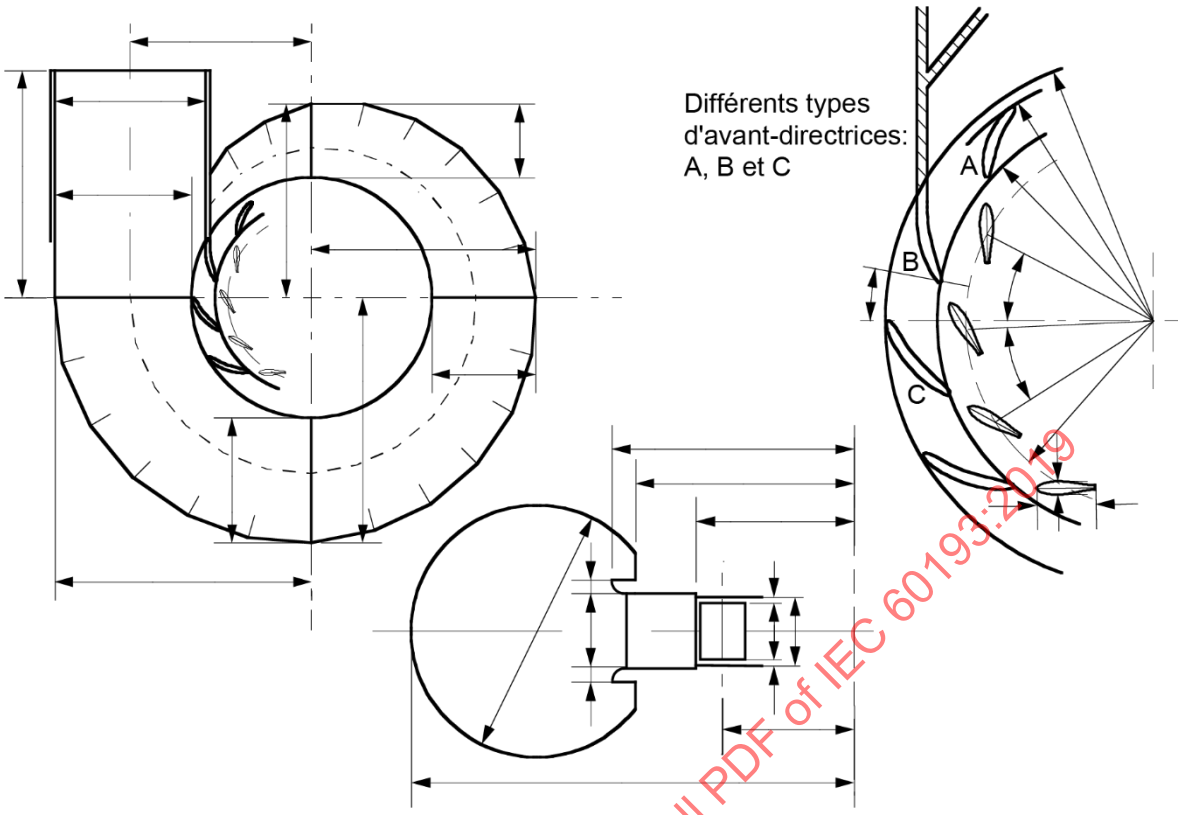


Figure 9 – Exemple des dimensions à contrôler sur une bâche spirale et un distributeur

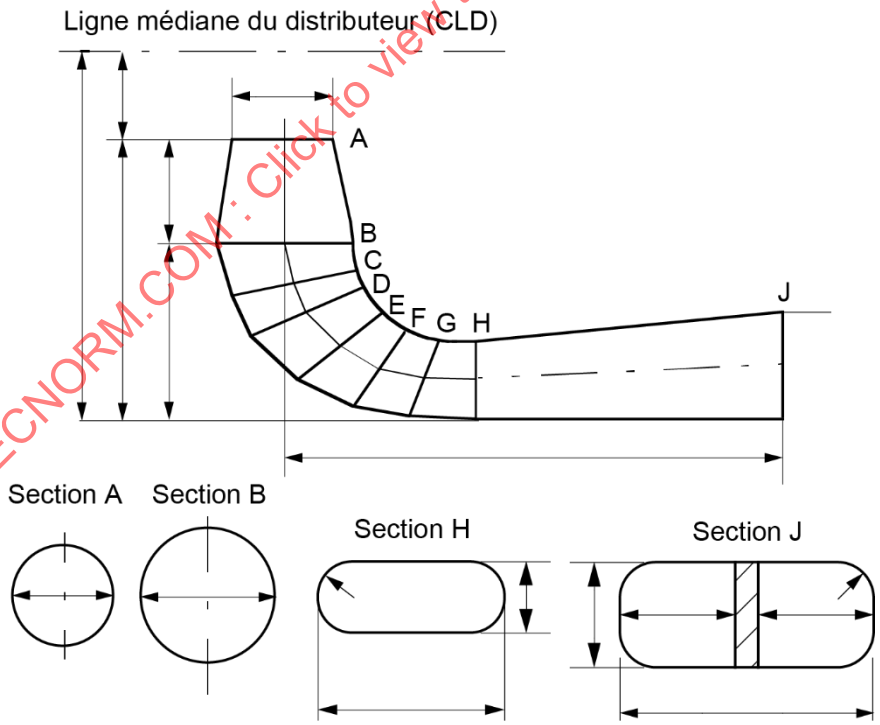


Figure 10 – Exemple des dimensions à contrôler sur un aspirateur

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

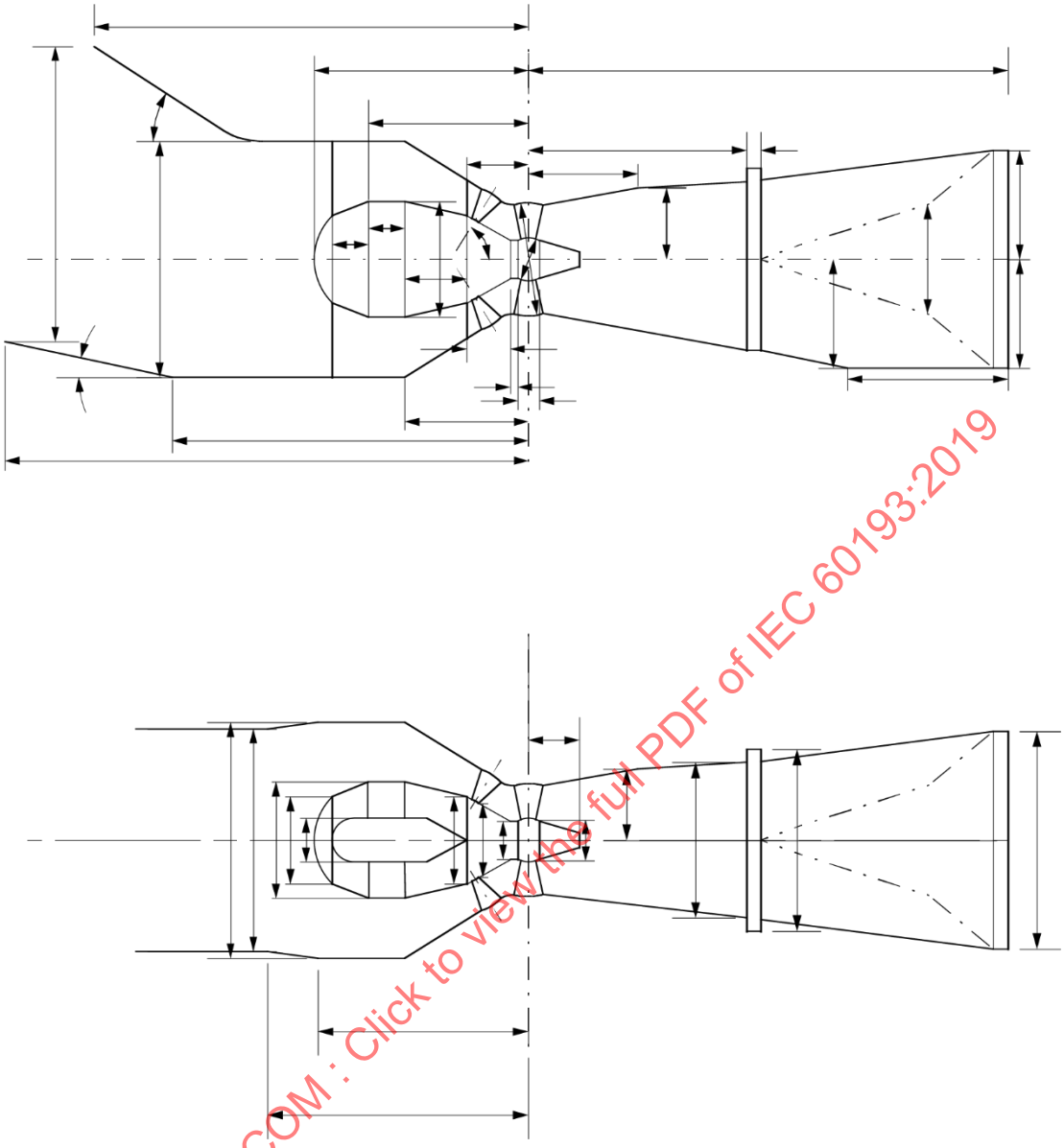
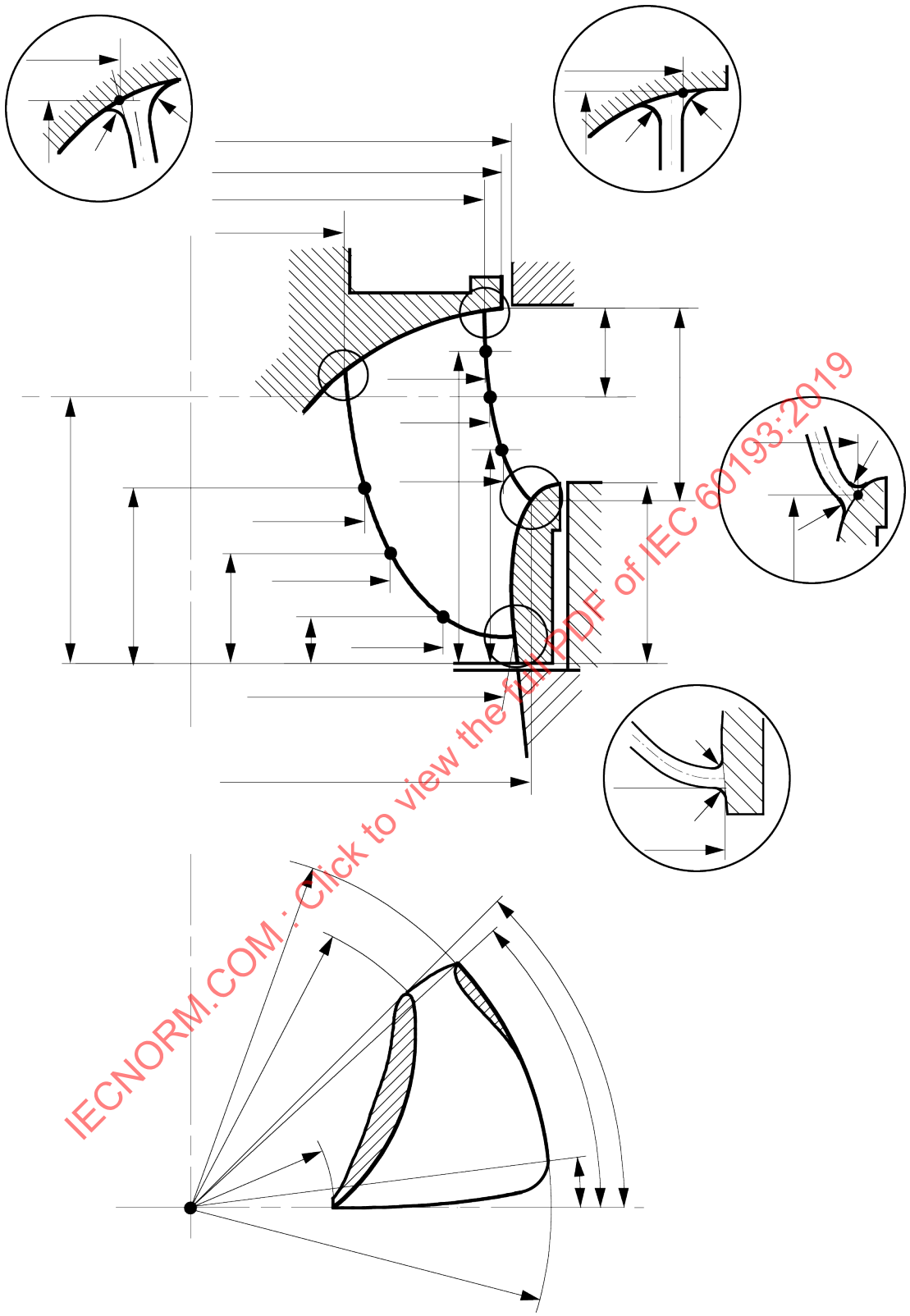


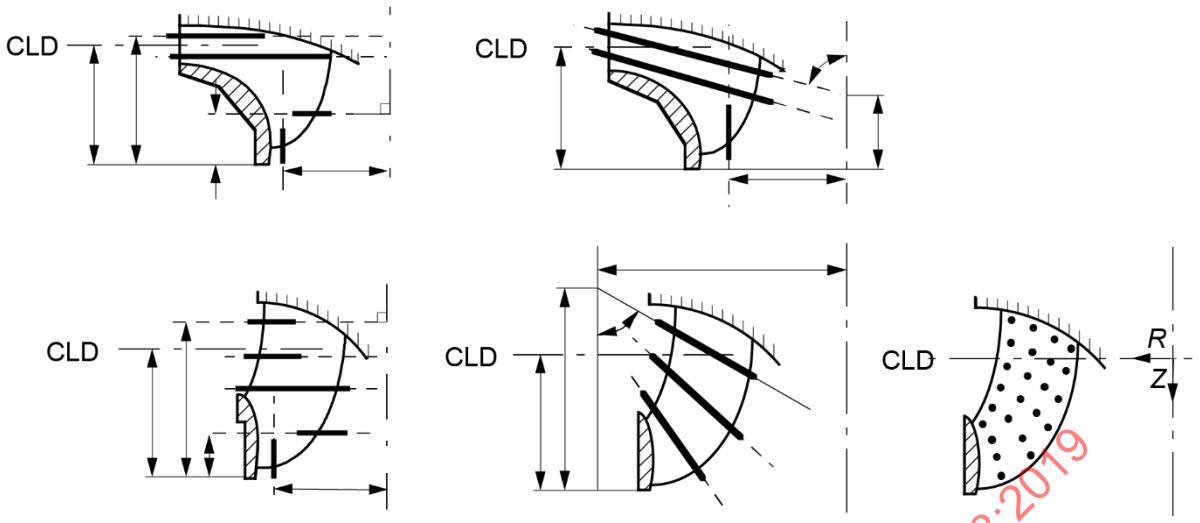
Figure 11 – Exemple des dimensions à contrôler sur un groupe bulbe

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 12 – Exemple des dimensions à contrôler sur la roue d'une machine radiale



(CLD: Ligne médiane du distributeur)

Figure 13 – Roue de machine radiale: exemples des positions des sections du profil de l'aube pour des gabarits ou des points de contrôle de MMT

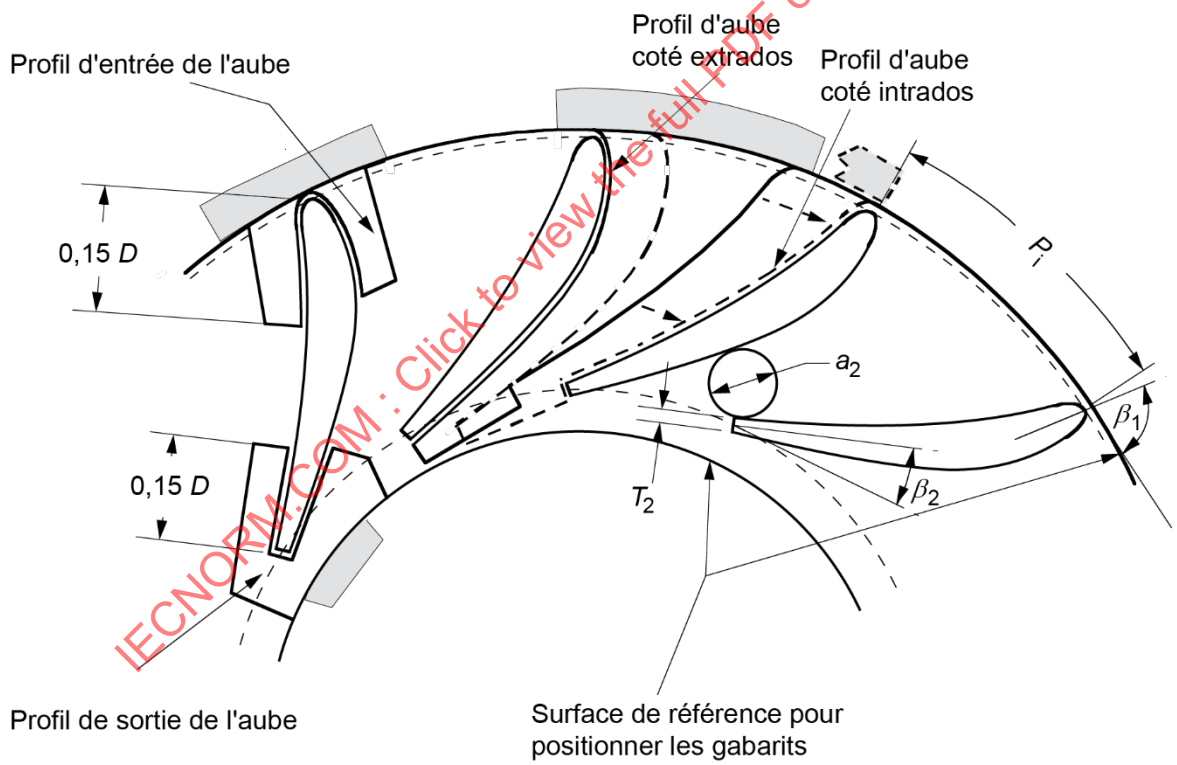


Figure 14 – Roue de machine radiale: contrôle de la largeur de sortie et du profil des aubes au moyen de gabarits (exemple d'une roue de turbine Francis)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

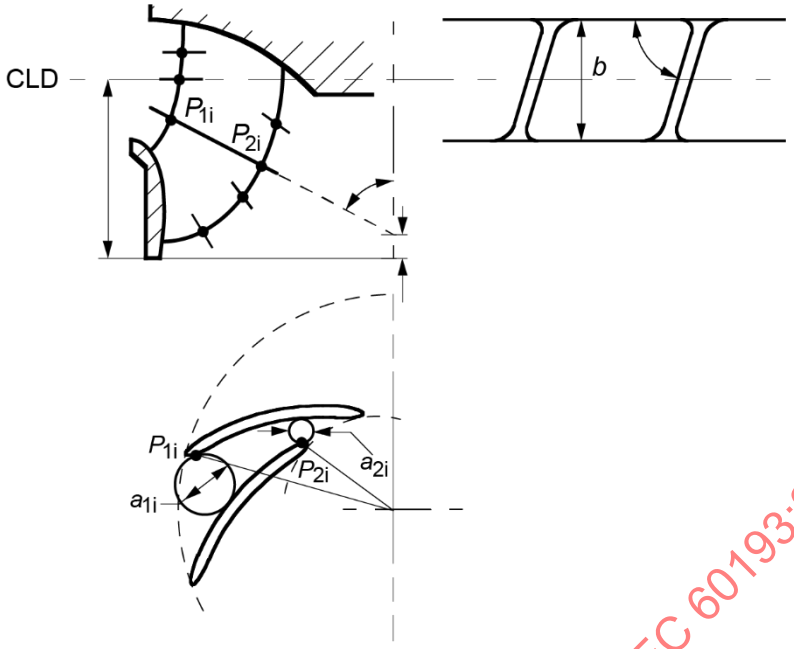


Figure 15 – Roue de machine radiale: contrôle des largeurs de sortie et d'entrée entre deux aubes (exemple d'une roue de pompe-turbine)

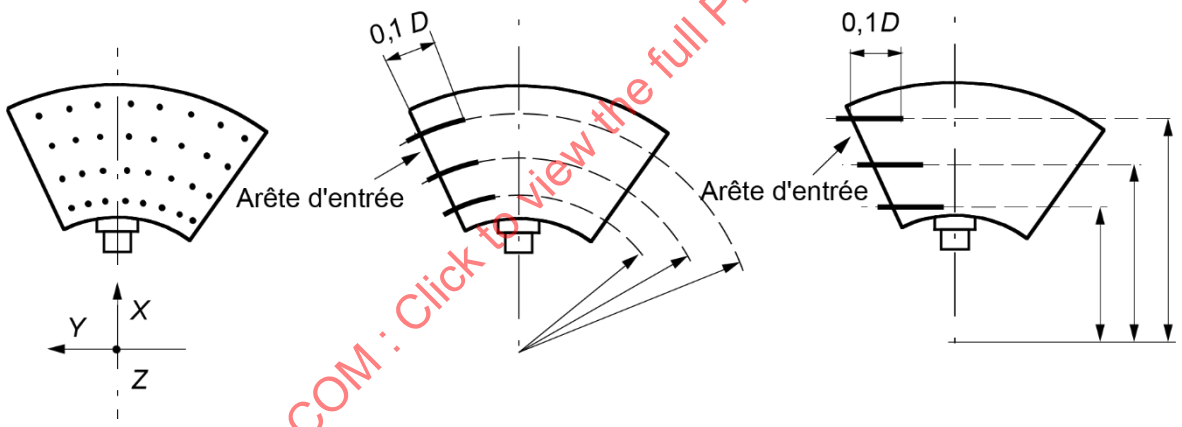


Figure 16 – Roue de machine axiale: exemples des positions des sections du profil de l'aube pour des gabarits ou des points de contrôle de MMT

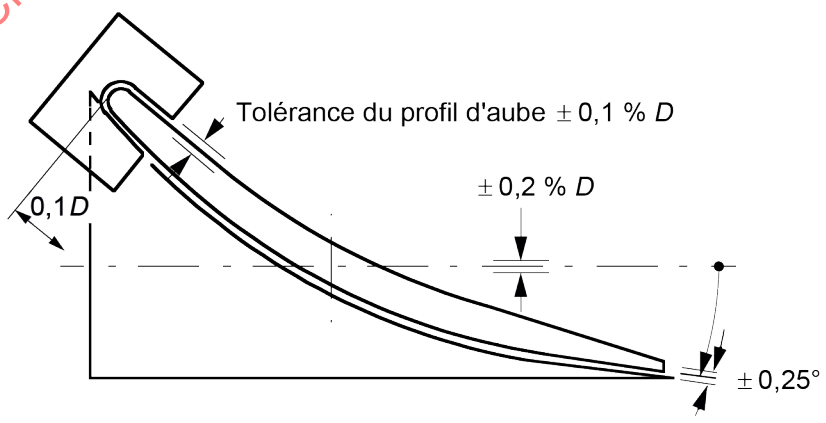
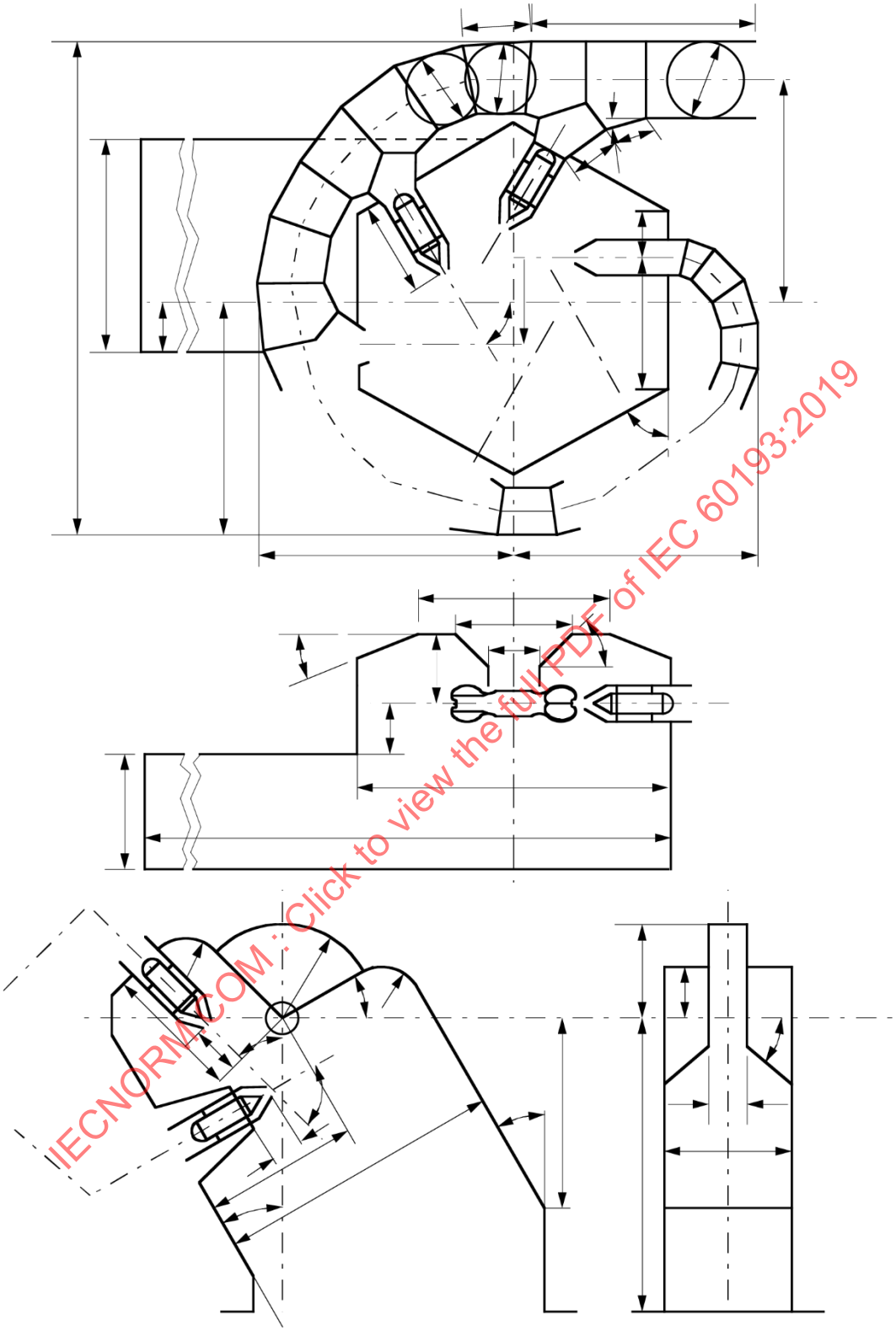


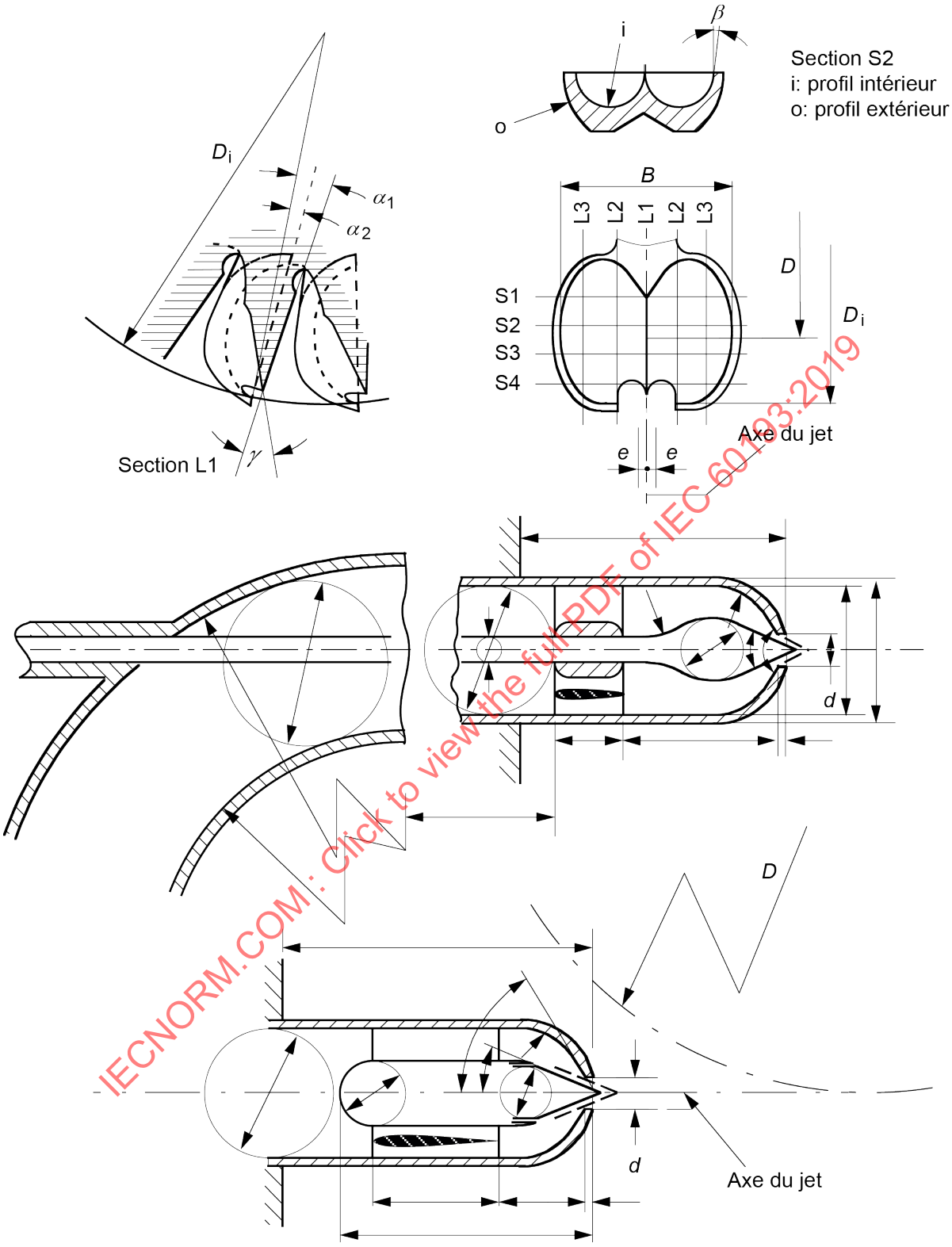
Figure 17 – Roue de machine axiale: définition de l'ajustement des pales et de la tolérance sur leur profil

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 18 – Turbine Pelton: exemple de dimensions à contrôler sur le distributeur et sur le bâti de machine à axe vertical et horizontal



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 19 – Turbine Pelton: exemple de dimensions à contrôler sur les augets et les injecteurs

5.2.7.2 Mesures géométriques avec des gabarits

L'homologie géométrique entre le modèle et le prototype peut être vérifiée à l'aide de gabarits. Il convient que les gabarits soient homologues en taille, décalage et positionnement entre le prototype et le modèle. Cependant, on doit considérer que le positionnement des gabarits sur certains composants peut s'avérer difficile.

5.2.7.3 Mesures géométriques avec une machine à mesurer tridimensionnelle (MMT)

Les machines à mesurer tridimensionnelles sont basées sur différentes méthodes et technologies. Elles peuvent être classées par le type de système de support de sonde (par exemple type de bâti, bras articulé), le type de sonde (par exemple mécanique, optique) ou par type de contrôle (par exemple manuel, numérique). Quel que soit leur type, toutes les MMT fournissent les coordonnées tridimensionnelles d'un grand nombre de points de mesure, qui sont enregistrées dans un fichier numérique puis traitées à l'aide d'un logiciel dédié.

Les données mesurées peuvent être traitées de plusieurs façons, par exemple, si des sondes mécaniques à sphères sont utilisées, le point central mesuré de la sonde est corrigé du rayon de la sphère. Pour cela, un logiciel dédié est disponible avec la MMT.

Avant le contrôle dimensionnel, un contrôle préliminaire de la MMT certifiée doit être effectué avec une pièce étalon.

Afin de vérifier l'homologie par MMT, la géométrie CAO correspondante à la conception théorique doit être utilisée. Par conséquent, l'acheteur doit être en mesure de vérifier que la même géométrie CAO est utilisée pendant les contrôles dimensionnels du modèle et du prototype. Pour protéger la Propriété Intellectuelle (PI) du constructeur, les méthodes suivantes peuvent être utilisées:

a) MMT: mode gabarit
   - En général, trois sections sont requises sauf pour les roues radiales où trois sections en entrée et trois en sortie sont nécessaires (voir Figure 13). Des coordonnées absolues d'un total d'environ 100 points sont données à l'acheteur.

b) MMT: mode surfacique
   - Un nombre arbitraire de points est mesuré sur le modèle;
   - Un fichier ASCII (texte) avec des coordonnées est enregistré et signé numériquement avec un algorithme officiellement vérifié (comme NIST FIPS 180-4 ou SHA-3) ou conservé dans une enveloppe scellée;
   - Le constructeur doit fournir à l'acheteur des résultats présentant les écarts par rapport à la conception hydraulique théorique;
   - Lors du contrôle surfacique du prototype, le fichier ASCII avec les coordonnées est utilisé pour démontrer que la géométrie CAO utilisée est la même que lors du contrôle dimensionnel du modèle (à l'échelle près entre le modèle et le prototype);

Ces méthodes ne fournissent que quelques exemples de la façon de protéger la confidentialité de la conception théorique du constructeur. La liste des exemples n'est pas complète et toute procédure mutuellement convenue peut être utilisée.

5.2.8 Précisions des mesures

Comme une description détaillée des méthodes et des précisions de mesure va au-delà de l'objectif de ce document, les recommandations suivantes sont données:

- Une description détaillée de l'instrument utilisé ainsi qu'une description de l'exactitude et de la répétabilité variées doivent être données;
- L'erreur totale comprend l'erreur due au positionnement du système de coordonnées, ajoutée à l'erreur systématique de l'instrument de mesure et à l'erreur aléatoire;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- Un meilleur ajustement des données calculé par MMT ne peut que montrer si la surface d'un seul composant est conforme au dessin mais ne garantit pas que le composant soit positionné correctement dans l'espace 3-D ou par rapport à d'autres composants (par exemple aube par rapport au moyeu ou aube de roue Francis par rapport à l'axe ou à l'aube adjacente).

5.2.9 Dimensions à contrôler sur le modèle et le prototype

5.2.9.1 Généralités

Tous les composants jouant un rôle significatif dans le parcours hydraulique doivent faire l'objet d'un contrôle dimensionnel dont l'étendue aura été convenue entre les parties concernées.

Les dimensions concernées et les tolérances correspondantes des turbines, des pompes et des pompes-turbines sont définies en 5.2.10. Quand l'emplacement du contrôle est défini par plus d'une dimension, la tolérance s'applique seulement sur la dimension la plus significative. Si possible, les dimensions des surfaces mouillées doivent être utilisées.

Un contrôle de similitude géométrique comprend:

a) un contrôle de l'homologie des composants individuels avant assemblage. Pour des raisons pratiques, les dimensions doivent se référer au composant lui-même;

b) un contrôle de l'homologie de la machine entière, c'est-à-dire avec les composants assemblés. Les dimensions globales se réfèrent habituellement à l'axe de la roue et/ou à celui du distributeur. Une attention toute particulière doit être portée aux passages hydrauliques correspondant au raccordement de deux composants adjacents fixes ou en rotation, pour lesquelles aucune valeur générale de tolérance ne peut être prescrite dans ce document.

En 5.2.9 les écarts maximaux autorisés se réfèrent soit à la valeur moyenne correspondante du modèle mise à l'échelle, soit aux dimensions de référence suivantes:

T épaisseur maximale des directrices (T '), des avant-directrices (T '') ou des aubes de la roue (T) dans chaque section de mesure;

D diamètre de référence (voir Figure 3);

P_i pas d'aube pour une roue radiale d'énergie hydraulique massique élevée (voir Figure 14);

d diamètre de l'orifice de l'injecteur (voir Figure 19);

B largeur intérieure maximale de l'auget de la roue (voir Figure 19);

a_1, a_2 ouverture entre l'extrados et l'intrados de deux aubes adjacentes de la roue (voir Figure 2, Figure 14, et Figure 15). L'ouverture peut être définie soit dans une section de mesure du profil de l'aube, soit comme la distance d'un point donné de l'arête de l'aube à la surface de l'aube adjacente.

Les termes utilisés dans les paragraphes ci-après pour désigner les différents composants des machines hydrauliques sont définis dans l'IEC TR 61364.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.2.9.2 Composants principaux mouillés

5.2.9.2.1 Turbines à réaction

5.2.9.2.1.1 Généralités

Les composants principaux à verifier:

- les dimensions principales de la bâche spirale ou semi-spirale (ou de la conduite d'amenée dans le cas d'une turbine tubulaire), de l'avant-distributeur, du distributeur, de l'aspirateur et si nécessaire l'espace entre la roue et le plafond (voir par ex. Figure 9, Figure 10 et Figure 11);
- les principales dimensions de la roue, comprenant les diamètres d'entrée et de sortie, la hauteur d'entrée, la ceinture et le plafond, et le moyeu dans le cas d'une roue Kaplan (voir Figure 11 et Figure 12);
- le nombre d'aubes de la roue, d'aubes directrices et d'avant-directrices;
- le profil des canaux de la roue et des aubes directrices et avant-directrices, y compris l'épaisseur maximale des avant-directrices et des directrices et éventuellement des aubes de la roue;
- le dispositif d'étanchéité et les jeux aux extrémités des aubes de la roue et aux extrémités des directrices;
- la rugosité de surface de tous les composants de la machine (voir 5.2.11.3);
- l'ondulation de surface des aubes de la roue, du plafond, de la ceinture, du moyeu, des flasques inférieurs, des directrices et des avant-directrices, concerne généralement que le prototype (voir 5.2.11.2).

5.2.9.2.1.2 Roue de turbine Francis

Le profil d'entrée des aubes doit être contrôlé au minimum dans deux sections pour les turbines de faible vitesse spécifique et trois sections pour les turbines de vitesse spécifique élevée. La section d'entrée doit s'étendre des deux côtés de l'aube sur une longueur définie à partir du bord d'attaque. Cette longueur varie de 0,10 à 0,15 fois le diamètre de référence *D*, selon la vitesse spécifique et la longueur du profil. Voir par exemple Figure 13 et Figure 14.

Le profil complet de l'aube, de l'arête d'entrée à l'arête de sortie, doit être mesuré si possible, selon la vitesse spécifique de la roue, au minimum dans une section définie ou sur toute la surface. Voir Figure 13 et Figure 14.

Les angles d'entrée des aubes doivent être contrôlés dans les mêmes sections que celles des profils d'entrée. L'angle d'entrée peut être mesuré, par exemple, en utilisant un gabarit s'étendant le long de l'aube à partir du bord d'attaque sur une longueur de 0,10 à 0,15 fois le diamètre de référence *D*, selon la vitesse spécifique et la longueur du profil. Le gabarit doit être disposé de manière à s'adapter au mieux aux deux côtés de l'aube simultanément. Voir Figure 14.

Le profil de sortie des aubes doit être mesuré au minimum dans trois sections. La section de sortie doit s'étendre des deux côtés de l'aube sur une longueur définie à partir du bord de fuite. Cette longueur varie de 0,10 à 0,15 fois le diamètre de référence *D*, selon la vitesse spécifique et la longueur du profil. Voir Figure 14.

La position du bord d'attaque et du bord de fuite de la roue doit être contrôlée au minimum en trois points. Voir Figure 12.

L'ouverture de sortie entre les aubes doit être contrôlée au minimum en quatre points pour chaque aube. Voir Figure 14 et Figure 15.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Lorsque la roue du prototype est fabriquée par assemblage mécanosoudé d'éléments préfabriqués, il peut être convenu de contrôler le profil des aubes avant l'assemblage, c'est-à-dire après usinage complet de chaque aube. Après l'assemblage, il suffit de contrôler la position des aubes, les congés de raccordement, les diamètres extérieurs et l'ouverture de sortie. Voir Figure 12.

5.2.9.2.1.3 Roue de turbine axiale – à pales fixes ou ajustables

Les profils des pales doivent être mesurés au minimum dans trois sections qui peuvent être planes ou cylindriques, le long du profil entier, sur l'intrados et l'extrados des pales ou sur toute la surface. Voir Figure 16.

Le profil d'entrée doit s'étendre des deux côtés de la pale à partir du bord d'attaque sur une longueur de 0,10 fois le diamètre de référence *D*. En faisant ces contrôles, le meilleur ajustement de la pale à chaque profil de référence peut être obtenu par une rotation du profil de référence à condition que les ajustements angulaire et axial n'excèdent pas les valeurs définies en 5.2.10 par rapport à la position théorique du profil de référence. Ces ajustements ne sont autorisés qu'une seule fois pour chaque pale, et toutes les mesures de contrôle doivent être faites dans cette position, aussi bien à l'intrados qu'à l'extrados de la section considérée. Voir Figure 17.

Les pales étant montées sur le moyeu, leur inclinaison l'une par rapport aux autres doit être contrôlée. À cet effet, on doit comparer l'inclinaison des profils extérieurs mesurés. La différence d'angle enregistrée entre les pales ne doit pas dépasser ±0,25°.

5.2.9.2.1.4 Roue centrifuge et hélico-centrifuge

Les exigences concernant les roues centrifuges et hélico-centrifuges sont, par commodité, exprimées dans le cas d'une machine à simple flux et à un étage fonctionnant en pompe. Dans le cas de machine à double flux et multi-étages, des mesures supplémentaires doivent être effectuées sur toutes les entrées et étages.

Le profil d'entrée des aubes doit être mesuré au minimum dans trois sections. Le profil d'entrée des aubes doit s'étendre des deux côtés de l'aube sur une longueur définie à partir du bord d'attaque. Cette longueur varie de 0,10 à 0,15 fois le diamètre de référence *D*, selon la vitesse spécifique et la longueur du profil. Voir Figure 14.

Le profil de sortie des aubes doit être contrôlé au minimum dans deux sections pour les machines à faible vitesse spécifique et dans trois sections pour les machines à vitesse spécifique élevée. Le profil de sortie des aubes doit s'étendre des deux côtés de l'aube sur une longueur définie à partir du bord de fuite. Cette longueur varie de 0,10 à 0,15 fois le diamètre de référence *D*, selon la vitesse spécifique et la longueur du profil. Voir Figure 13 et Figure 14.

Le profil complet de l'aube, du bord d'attaque au bord de fuite, doit être mesuré si possible, selon la vitesse spécifique de la roue, au minimum dans une section définie ou sur toute la surface. Voir Figure 13 et Figure 14.

Les angles d'entrée des aubes doivent être contrôlés dans les mêmes sections que celles des profils d'entrée. L'angle d'entrée peut être mesuré, par exemple, en utilisant un gabarit s'étendant le long de l'aube à partir du bord d'attaque sur une longueur de 0,10 à 0,15 fois le diamètre de référence *D*, selon la vitesse spécifique et la longueur du profil. Le gabarit doit être disposé de manière à s'adapter au mieux aux deux côtés de l'aube simultanément.

Les positions du bord d'attaque et du bord de fuite de la roue doivent être contrôlées au minimum en trois points. Voir Figure 12.

L'ouverture d'entrée entre les aubes doit être contrôlée en trois positions sur chaque aube. Voir Figure 15.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Pour le contrôle de la section de sortie de la roue, la procédure suivante est recommandée (voir Figure 13 et Figure 15):

- mesurage du profil de sortie de l'aube dans deux sections ou plus, selon la vitesse spécifique;
- mesurage de la hauteur (*b*) entre les flasques dans chacun des canaux entre les aubes de la roue;
- détermination des ouvertures de sortie (*a*) correspondant au diamètre maximal d'un cercle inscrit entre l'intrados et l'extrados des aubes à la sortie de la roue.

Lorsque la roue du prototype est fabriquée par assemblage mécanosoudé d'éléments préfabriqués, il peut être convenu de réaliser le contrôle du profil des aubes avant l'assemblage, c'est-à-dire après usinage complet de chaque aube. Après l'assemblage, il suffit de contrôler la position des aubes, les congés de raccordement et les ouvertures de sortie. Voir Figure 12.

5.2.9.2.1.5 Roue hélice

Les profils des pales doivent être contrôlés selon la même procédure que celle décrite en 5.2.9.2.1.3 pour une roue de turbine axiale – à pales fixes ou ajustables.

5.2.9.2.2 Turbines à action

5.2.9.2.2.1 Généralités

Les composants principaux à verifier:

– les principales dimensions de la roue, du répartiteur, du bâti et des injecteurs (voir Figure 18);
– le nombre d'augets;
– la forme des augets, des injecteurs et des pointeaux (voir Figure 19);
– l'alignement des jets par rapport à la roue;
– La rugosité et l'ondulation de surface des augets, des injecteurs et des pointeaux (ne concerne généralement que le prototype) (voir 5.2.11.2 et 5.2.11.3).

5.2.9.2.2.2 Roue de turbine Pelton

Le profil de chaque auget doit être contrôlé au minimum dans quatre sections transversales et quatre sections longitudinales ou sur toute la surface. Voir Figure 19.

L'angle de sortie β de chaque auget doit être contrôlé en quatre points de chaque côté. Voir Figure 19.

La forme de l'échancrure, l'angle γ du dos de l'échancrure, l'arête médiane et l'angle α d'inclinaison de l'auget doivent être contrôlés sur chaque auget. Voir Figure 19.

La largeur intérieure de l'auget ainsi que son profil doivent être contrôlés.

Le profil extérieur de l'auget doit aussi être contrôlé. De manière à assurer que l'interférence entre jet et auget sur le prototype est toujours inférieure à celle se produisant sur le modèle, la tolérance sur le profil extérieur doit être appliquée dans la zone de sortie de l'auget qui peut influer sur cette interférence. Voir 5.2.10.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.2.9.2.3 Pompes et pompes-turbines

Les composants principaux à verifier:

- les dimensions principales de la bâche, du diffuseur, de la conduite d'aspiration et, si nécessaire, l'espace entre la roue et le plafond (voir Figure 9 et Figure 10);
- les principales dimensions de la roue, comprenant les diamètres d'entrée et de sortie, la hauteur de sortie, la ceinture et le plafond (voir Figure 12 et Figure 15);
- le nombre d'aubes de la roue et d'aubes fixes et mobiles du diffuseur;
- le profil des canaux de la roue et des directrices fixes et mobiles, y compris l'épaisseur maximale des directrices fixes et mobiles et des aubes de la roue;
- le dispositif d'étanchéité et les jeux aux extrémités des aubes de la roue et des directrices, s'il y en a;
- la rugosité de surface de tous les composants de la machine (voir 5.2.11);
- l'ondulation de surface des directrices fixes et mobiles (s'il y en a) et des aubes de la roue (ne concerne généralement que le prototype) (voir 5.2.11).

5.2.9.2.4 Directrices

Dans le cas d'un distributeur cylindrique, le profil doit être mesuré au minimum dans une section et dans le cas d'une conception conique au minimum dans deux sections.

5.2.9.2.5 Jeux

Les jeux aux labyrinthes de la roue, les jeux en bout de pales et les jeux à l'extrémité des directrices sur les turbines à réaction doivent être contrôlés.

Les jeux du prototype ne doivent pas excéder ceux du modèle transposés à l'échelle prototype.

Il est recommandé d'examiner l'influence possible de la pression sur les jeux aux extrémités des directrices, pour le modèle comme pour le prototype.

La dimension (longueur) des labyrinthes de la roue du prototype ne doit pas être inférieure à celle du modèle transposée à l'échelle prototype.

5.2.9.3 Autres particularités géométriques

La modélisation de petits détails géométriques doit toujours être en conformité avec leur pertinence hydraulique et leur impact sur les performances hydrauliques.

Dans les sections d'entrée et les sections de l'aspirateur comprises entre le coude et sa limite basse pression, les orifices (exemple les connections de drainage) et les rainures de moins de 2 % de diamètre de référence de la roue sont négligeables.

Dans les cas où les rainures des vannes doivent être modélisées, leur position doit se conformer aux indications en 5.2.10. Pour les dimensions intérieures (profondeur et largeur), une tolérance de ±2 % du diamètre de référence de roue sera appliquée.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.2.10 Écarts maximaux de similitude géométrique admissibles entre le prototype et le modèle pour les turbines, pompes et pompes-turbines

Dans le Tableau 1, les précisions suivantes s'appliquent:

- les tolérances s'appliquent pour des machines dont le diamètre de roue prototype est supérieur à 3 m;
- sauf indication contraire, la valeur moyenne du modèle mise à l'échelle (λ_L L_M), est prise comme valeur de référence;
- lorsque la surface de l'aube est suffisamment définie, on peut omettre de déterminer indépendamment les angles;
- si les données complètes du profil sont disponibles, il n'est pas nécessaire de déterminer l'épaisseur maximale T de l'aube;
- dans certains cas, il peut être approprié de définir par accord commun des tolérances plus larges sur les dimensions du bord de fuite (par exemple certains rayons indiqués à la Figure 12) tout en maintenant les tolérances prescrites sur l'ouverture de sortie;
- dans le cas où l'IEC 62097 est utilisée, des tolérances différentes pour les jeux aux labyrinthes doivent être considérées.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Tableau 1 – Écarts maximaux admissibles *(1 de 3)*

		Écart maximal admissible		
		Tolérance d'uniformité		Tolérance de similitude
		Modèle	Prototype	Prototype/Modèle
	Valeur de référence	Valeur individuelle par rapport à valeur moyenne	Valeur individuelle par rapport à valeur moyenne	Valeur moyenne prototype par rapport à valeur moyenne modèle mise à l'échelle $(L_P – \lambda_L L_M)$/(valeur de référence)
Dimensions principales du conduit hydraulique				
Conduite d'eau en métal ou en béton (bâche, aspirateur, etc.)	Valeur moyenne	±2 %	±2 %	±1 %
Variations brusques (décalages) de surface (bâche, aspirateur, etc.) résultant du décoffrage, du raccordement entre les surfaces bétonnées et les surfaces métalliques, etc.	*D*	≤ 0,2 %	≤ 0,1 %	≤ 0,1 %
Diamètre de l'avant-distributeur	Valeur moyenne	±1 %	±1 %	±1 %
Hauteur de l'avant-distributeur/ Hauteur du diffuseur	Valeur moyenne	±2 %	±2 %	±2 %
Longueur des avant-directrices/ aubes du diffuseur	Valeur moyenne	±2 %	±2 %	±2 %
Epaisseur maximale des avant-directrices *T* ''	Valeur moyenne	±5 %	±8 %	±5 %
Profil des avant-directrices/aubes du diffuseur	*T* ''	±3 %	±5 %	±3 %
Bec de bâche ou profil de l'anneau de l'avant distributeur (haut et bas) pour un type “Piguet	*T* ''	±3 %	±5 %	±3 %
Diamètre du cercle de vannage	Valeur moyenne	±0,2 %	±0,2 %	±0,2 %
Hauteur du distributeur	Valeur moyenne	±0,3 %	±0,3 %	±0,2 %
Epaisseur maximale des directrices *T* '	Valeur moyenne	±5 %	±5 %	±5 %
Profil des directrices	*T* '	±3 %	±5 %	±3 %
Ouverture maximale des directrices	Valeur moyenne	±1,5 %	±2 %	≥ 0
Position relative angulaire entre les avant-directrices	N/A	N/A	N/A	±1°
Position relative entre les avant-directrices et l'axe pivot des directrices	N/A	±1°	±1°	±1°

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Tableau 1 *(2 de 3)*

		Écart maximal admissible		
		Tolérance d'uniformité		Tolérance de similitude
		Modèle	Prototype	Prototype/Modèle
	Valeur de référence	Valeur individuelle par rapport à valeur moyenne	Valeur individuelle par rapport à valeur moyenne	Valeur moyenne prototype par rapport à valeur moyenne modèle mise à l'échelle $(L_P - \lambda_L L_M)$/(valeur de référence)
Jeux				
Labyrinthes	Valeur moyenne	±50 %	±50 %	≤ 0
Longueur des labyrinthes	Valeur moyenne	-	-	≥ 0
Jeux en bout de pale	Valeur moyenne	±50 %	±50 %	≤ 0
Jeux aux extrémités des directrices	Valeur moyenne	±50 %	±50 %	≤ 0
Roues de turbine Francis, roues radiales et roues de type diagonal à aubes fixes				
Profil de l'aube: arêtes d'entrée et de sortie reste de la surface	*D* *D*	±0,1 % ±0,2 %	±0,1 % ±0,2 %	±0,1 % ±0,2 %
Pas de l'arrête haute pression de l'aubage P_i (Figure 14)	*D*	±0,2 %	±0,5 %	-
Angle β_1 (Figure 14)	N/A	±1,5°	±1°	±1°
Angle β_2 (Figure 14)	1	±1°	±1,3°	±1°
Ouverture de sortie *a*	Valeur moyenne	±2 %	$^{+3,5}_{-2}$ %	$^{+2}_{-1}$ %
Epaisseur maximale des aubes *T*	Valeur moyenne	$^{+3}_{-6}$ %	$^{+5}_{-8}$ %	$^{+3}_{-6}$ %
Epaisseur des aubes près de l'arête de sortie	Valeur moyenne	±15 %	±15 %	±15 %
Diamètres d'entrée et de sortie et autres dimensions de la roue	*D*	±0,25 %	±0,5 %	±0,25 %
Roues de turbine axiale (à pales fixes et ajustables), roues à pales ajustables de type diagonal, roues à écoulement axial				
Profil de pale	*D*	±0,1 %	±0,1 %	±0,1 %
Profil d'arête d'entrée	*D*	±0,1 %	±0,1 %	±0,1 %
Epaisseur maximale des pales *T*	Valeur moyenne	$^{+3}_{-6}$ %	$^{+5}_{-8}$ %	$^{+3}_{-6}$ %
Epaisseur des aubes près de l'arête de sortie	Valeur moyenne	±15 %	±15 %	±15 %
Diamètre à la ceinture *D*	Valeur moyenne	±0,1 %	±0,1 %	±0,2 %
Autres dimensions de la roue	*D*	±0,25 %	±0,5 %	±0,25 %
Ecart d'angle du profil	1	±0,25°	±0,25°	±0,25°
Ajustement axial du profil	*D*	±0,2 %	±0,2 %	±0,2 %
Inclinaison maximale des pales	1	±0,25°	±0,25°	≥ 0°

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Tableau 1 *(3 de 3)*

		Écart maximal admissible		
		Tolérance d'uniformité		Tolérance de similitude
		Modèle	Model	Prototype/Modèle
	Valeur de référence	Valeur individuelle par rapport à valeur moyenne	Valeur individuelle par rapport à valeur moyenne	Valeur moyenne prototype par rapport à valeur moyenne modèle mise à l'échelle $(L_P - \lambda_L L_M)$/(valeur de référence)
Turbines Pelton				
Diamètre du pointeau et de l'injecteur	*d*	±0,3 %	±0,3 %	±0,3 %
Profil du pointeau et de l'injecteur	*d*	±0,1 %	±0,1 %	±0,1 %
Angle de l'injecteur	1	±0,5°	±1°	±1°
Angle du pointeau	1	±1°	±2°	±1°
Largeur intérieure de l'auget *B*	Valeur moyenne	±0,3 %	$^{+0,8}_{-0,5}$ %	$^{+0,8}_{-0,5}$ %
Profil extérieur de l'auget	*B*	±0,5 %	$^{+1}_{-0,8}$ %	$^{+1}_{-0,8}$ %
Profil intérieur de l'auget	*B*	±0,5 %	±0,5 %	±0,5 %
Inclination α de l'auget	1	±1°	±1°	±1°
Angle de sortie β de l'auget	1	±1°	±1°	±1°
Profil de l'échancrure	*B*	±1 %	±1 %	±1 %
Angle de dégagement γ au dos de l'échancrure	1	±1°	$^{+0}_{-3}$ °	$^{+0}_{-3}$ °
Diamètre du cercle tangent à l'axe des jets *D*	Valeur moyenne	±0,2 %	±0,2 %	±0,2 %
Désaxage du jet par rapport à la roue *e*	*B*	±0,5 %	±0,5 %	±0,25 %
Alignement δ du jet par rapport à la roue	1	±0,5°	±0,5°	±0,5°
Pas des augets sur le diamètre extérieur	*B*	±1 %	±1,5 %	-
Diamètre D_i (Figure 19)	*D*	±0,3 %	±0,3 %	±0,2 %

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.2.11 Ondulation et rugosité de surface

5.2.11.1 Définitions

5.2.11.1.1 Ondulation

L'ondulation représente l'écart du profil d'une surface par rapport à une courbe lisse. L'ondulation est exprimée comme étant l'écart maximal à la longueur sur laquelle se produit cet écart par rapport à la courbe lisse. C'est le rapport *X/U* de la Figure 20. Une baguette flexible qui épouse le contour de l'aube est un exemple d'outil qui peut être utilisé pour démontrer l'ondulation. Afin de distinguer l'ondulation de la rugosité de surface, il convient que *U* ne soit pas inférieur à 50 mm. Il convient que le point d'écart maximal *X* se trouve de préférence dans le tiers central de *U*.

Les bosses sur la surface sont plus difficiles à évaluer que les creux. Cependant, les bosses sont relativement plus faciles à corriger.

5.2.11.1.2 Rugosité de surface

La rugosité de surface est la qualité caractéristique de la surface due à de petits écarts par rapport à sa forme générale tels que ceux produits par des marques d'outils de coupe, par des grains abrasifs, par l'avance de la machine-outil, par le revêtement et la peinture ou encore engendrés à l'origine par le procédé de fabrication (soudage).

Elle est caractérisée par le critère de rugosité *Ra* (écart arithmétique moyen du profil évalué) défini dans l'ISO 4287:1997.

5.2.11.2 Exigences sur l'ondulation

Pour satisfaire aux exigences d'homologie géométrique, on doit mesurer l'ondulation du prototype et les valeurs maximales admissibles sont énumérées ci-dessous.

Toute la surface des principaux composants mouillés, telle que décrite en 5.2.9.2, doit être vérifiée pour établir que les profils sont des courbes continues lisses avec une valeur d'ondulation inférieure à ± 0,02. Sur les surfaces sujettes à la cavitation, la valeur d'ondulation doit être inférieure à ± 0,01.

Pour les surfaces présentant une variation de profil avec des points de contact compris entre 10 mm et 50 mm, les ondulations acceptables doivent être inférieures à ± 0,02. Il est important de souligner que les critères d'ondulation tels que définis sont utilisés pour évaluer une surface continue après usinage et meulage. Cela exclut toute ondulation faisant partie intégrante du profil de conception.

Dans le cas de composants usinés par contrôle numérique, la précision du procédé de fabrication avec une valeur de ondulation inférieure à ± 0,004 et ± 0,002 pour les surfaces sujettes à la cavitation est réalisable. Un processus d'usinage entièrement contrôlé (par exemple en limitant les hauteurs de crête d'usinage à 0,2 mm entre deux passes voisines) assure un profil continu et lisse dans les valeurs d'ondulation recommandées après le meulage.

Pour la mesure de l'ondulation, il est recommandé que la distance minimale typique entre les points de contact entre deux pics ne soit pas inférieure à 10 mm. Si la distance du point de contact est inférieure à 10 mm, il est recommandé que la mesure d'ondulation soit remplacée par une mesure de rugosité.

Les critères d'ondulation ne servent pas à évaluer les trous, les défauts, la porosité, le manque de matériau, les changements abrupts de la surface ou l'appariement des joints.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

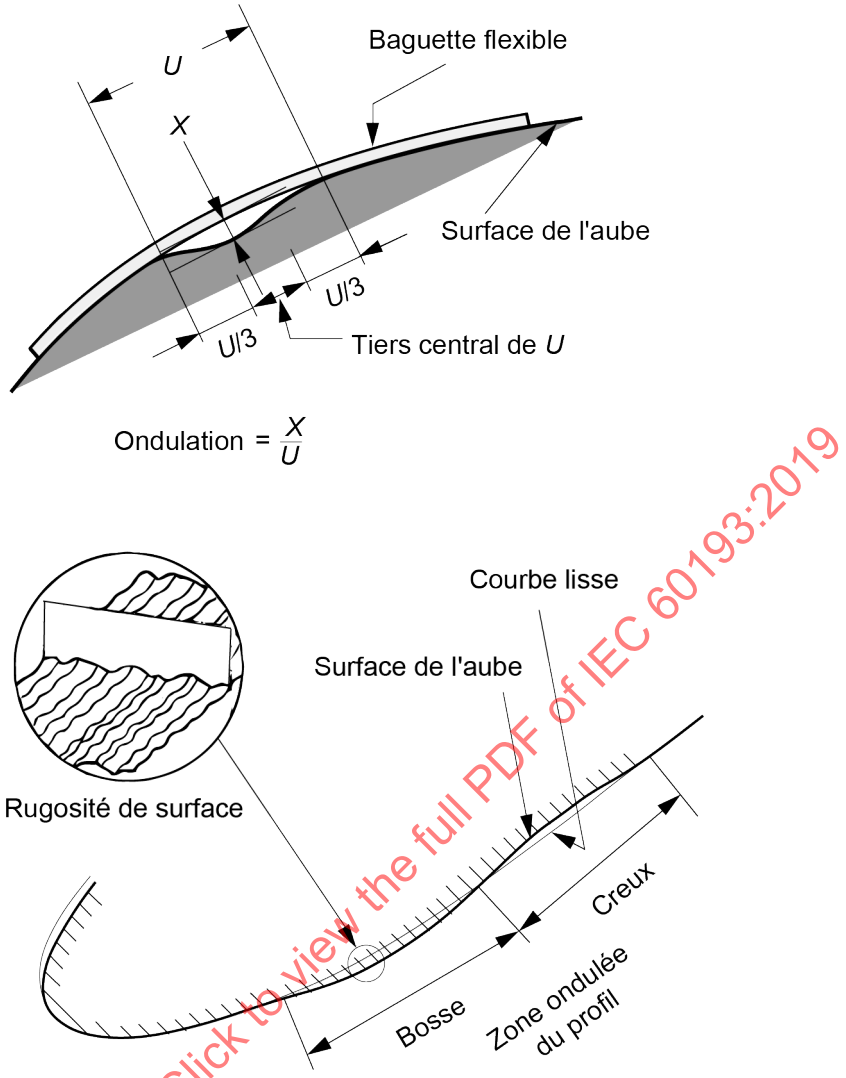


Figure 20 – Définition de l'ondulation et de la rugosité de surface

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.2.11.3 Exigences sur la rugosité

Les surfaces hydrauliquement rugueuses réduisent le rendement du modèle comme du prototype à une valeur inférieure au rendement qu'il serait possible d'obtenir.

Si l'effet de la rugosité de surface sur la performance n'est pas pris en considération, il convient que le modèle et le prototype soient tels qu'un écoulement hydrauliquement lisse soit atteint. Cependant, cela est difficile à réaliser sur le prototype. Par conséquent, les valeurs maximales recommandées de la rugosité de surface du prototype sont fournies ci-dessous.

Les valeurs recommandées pour la rugosité de surface sont classées en deux groupes. La frontière entre ces groupes, en terme d'énergie hydraulique massique E, est donnée dans le Tableau 2 pour différents types de machines correspondant approximativement à des machines de basse à moyenne vitesse spécifique (machines de moyenne à haute chute) et à des machines de grande vitesse spécifique (machines de basse chute).

Les valeurs de la rugosité de surface du prototype sont valables pour les conditions de surface finales. Cela signifie que si les composants hydrauliques mouillés ont été peints ou possèdent un revêtement de surface, les contrôles doivent se faire dans ces conditions.

De plus, les exigences de finition peuvent être choisies en certains endroits pour améliorer la résistance à la cavitation ou pour des raisons de fatigue et, dans ces cas, le choix du fini de surface n'est pas lié à la similitude dimensionnelle entre le modèle et le prototype.

Les valeurs indiquées dans le Tableau 2 sont les valeurs maximales recommandées pour la surface totale du composant concerné, les surfaces finies et la peinture éventuelle incluse (voir la Figure 21). La rugosité de surface maximale recommandée dans le Tableau 2 ne donne pas nécessairement des conditions d'écoulement hydrauliquement lisse (voir l'Annexe E).

Tableau 2 – Rugosité de surface *Ra* maximale recommandée pour le prototype

Type de machine		Composant	***Ra*** µm	
Machine à réaction	Axiale	Pales de roue: Aubes du distributeur et du diffuseur: Bâche spirale, avant-distributeur, ceinture, cône de l'aspirateur et entrée des machines tubulaires (voir Figure 21):	E < 300 J·kg^{-1}	E > 300 J·kg^{-1}
			≤ 6,3 ≤ 12,5 ≤ 25,0	≤ 3,2 ≤ 6,3 ≤ 12,5
	Radiale ou diagonale	Aubes de roue: Aubes du distributeur et du diffuseur: Bâche spirale, avant-distributeur (et canal de retour pour les machines multi-étages), plaques d'usure et cône de l'aspirateur:	E < 2 000 J·kg^{-1}	E > 2 000 J·kg^{-1}
			≤ 6,3 ≤ 12,5 ≤ 25,0	≤ 3,2 ≤ 6,3 ≤ 12,5
Turbine Pelton		Intérieur des augets et sortie des injecteurs: Injecteurs: Répartiteur:	E < 5 000 J·kg^{-1}	E > 5 000 J·kg^{-1}
			≤ 3,2 ≤ 12,5 ≤ 25,0	≤ 1,6 ≤ 6,3 ≤ 12,5

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

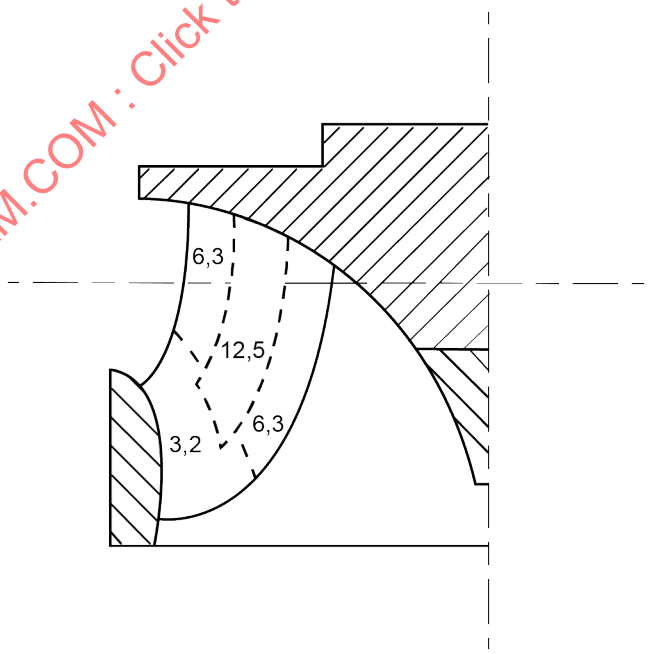


Figure 21 – Exemple des valeurs de rugosité de surface maximale recommandées sur la surface de l'aube (intrados et extrados) pour une turbine de faible énergie hydraulique massique

5.3 Similitude hydraulique

5.3.1 Exigences théoriques fondamentales et paramètres de similitude

En théorie, pour respecter la similitude hydrodynamique entre deux turbomachines hydrauliques A et B (A peut représenter un modèle et B un prototype), il faut remplir les conditions suivantes:

a) similitude géométrique entre les machines A et B;

b) similitude cinématique entre les machines A et B (rapports identiques des composantes de vitesse d'écoulement correspondantes en tout point homologue);

c) similitude dynamique entre les machines A et B (rapports identiques des différentes forces agissant entre le fluide et les composants de chaque machine);

Ces rapports sont définis sous forme de termes sans dimensions appelés paramètres de similitude.

Dans le cadre du présent document, les principaux paramètres de similitude sont définis au Tableau 3:

Tableau 3 – Paramètres de similitude

Paramètre de similitude (et symbole)	Rapport des forces	Définition générale	Définition utilisée dans ce document
Reynolds (*Re*)	$\frac{\text{inertie}}{\text{viscosité}}$	$\frac{vL}{\nu}$	$Re = \frac{uD}{\nu}$ ou $\frac{uB}{\nu}$ (voir 3.4.12.1)
Thoma (σ)		$\frac{NPSE}{E}$	Identique à la définition générale (voir 3.4.7.6)
Froude (*Fr*)	$\frac{\text{inertie}}{\text{gravité}}$	$\frac{v}{(gL)^{1/2}}$	$Fr = \left[\frac{E}{gD}\right]^{1/2}$ ou $\left[\frac{E}{gB}\right]^{1/2}$ (voir 3.4.12.3)
Weber (*We*)	$\frac{\text{inertie}}{\text{tension superficielle}}$	$\frac{\rho L v^2}{\sigma^*}$	Identique à la définition générale (voir 3.4.12.4)

Habituellement, il est impossible de choisir les conditions d'essai de façon à respecter simultanément les différents paramètres de similitude. Il faut donc prendre en compte celle des conditions de similitude qui a le plus d'influence sur les résultats.

Dans la plupart des essais sur modèle, il n'est pas possible d'obtenir la valeur du paramètre de similitude pour le prototype. Il faut donc corriger les résultats obtenus sur modèle lorsqu'on les transpose aux conditions de fonctionnement du prototype. Une telle correction est également nécessaire lorsque le nombre de Reynolds lors des relevés de performance du modèle diffère du nombre de Reynolds spécifié.

5.3.2 Conditions de similitude hydraulique utilisées dans le présent document

Des exigences fondamentales ci-dessus, on peut déduire que deux machines A et B fonctionnent dans des conditions hydrauliquement semblables si les conditions suivantes sont remplies:

a) les exigences de similitude géométrique stipulées en 5.1.3.4 et en 5.2 sont respectées;

b) les rapports des composantes correspondantes de la vitesse d'écoulement sont identiques en tous points homologues des deux machines, et les triangles des vitesses à la roue (définis par les vitesses absolues, d'entraînement et relatives) sont donc géométriquement semblables.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

En conséquence, les deux machines ont, en des points de fonctionnement homologues, mêmes coefficients de débit, d'énergie massique et de cavitation (voir 3.4.13):

- même coefficient de débit $(Q_{nD})_A = (Q_{nD})_B$
- et même coefficient d'énergie massique $(E_{nD})_A = (E_{nD})_B$
- et même coefficient de cavitation $(\sigma_{nD})_A = (\sigma_{nD})_B$

ou bien mêmes facteurs de débit et de vitesse et même nombre de Thoma (voir 3.4.13):

- même facteur de débit $(Q_{ED})_A = (Q_{ED})_B$
- et même facteur de vitesse $(n_{ED})_A = (n_{ED})_B$
- et même nombre de Thoma $\sigma_A = \sigma_B$

C'est l'égalité de ces coefficients et facteurs qui caractérise la similitude hydraulique des deux machines, essentielle en ce qui concerne les caractéristiques "hydrauliques" qui sont garanties ou spécifiées conformément à Clause 4.

D'autres conditions de similitude, importantes pour les aspects "mécaniques" (par exemple hydroélasticité, etc.) ne sont pas prises en compte dans le présent document.

5.3.3 Similitude requise pour les différents types d'essai sur modèle

Dans le Tableau 4 sont passées en revue les conditions de similitude qu'il est souhaitable d'observer lorsqu'on effectue des essais sur modèle dont les résultats doivent être rapportés à une machine prototype.

Indépendamment du type d'essai, il faut au minimum respecter les conditions de similitude relatives au débit, à l'énergie hydraulique massique ou à la vitesse et à la cavitation (si on peut s'attendre à une influence de la cavitation) définies en 5.3.2b), pour que soit réalisée la similitude hydraulique entre le modèle et le prototype.

Les paragraphes 5.3.4, 5.3.5 et 5.3.6 ci-après donnent de plus amples détails sur la façon dont le présent document prend en compte l'influence des différentes conditions de similitude.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Tableau 4 – Similitude requise pour les différents types d'essai sur modèle

Machines à réaction	
Type d'essai	**Conditions de similitude à observer et commentaires associés**
Essai de performance	L'influence éventuelle de la cavitation sur le débit, l'énergie hydraulique massique, le rendement et la puissance doit être contrôlée par des essais de cavitation (variations de σ) en des points de fonctionnement choisis, indépendamment de la décision d'effectuer les essais à $\sigma_M = \sigma_{pl}$ ou $\sigma_M > \sigma_{pl}$.
	Rendement, puissance: Dans le domaine garanti, on doit tenir compte de l'influence de *Re* (voir 5.3.4.1). Puisque habituellement $Re_M < Re_P$, il faut appliquer des corrections pour le rendement et la puissance, voir 6.8.2.4.
	Débit, énergie hydraulique massique: On admet que *Re* et *Fr* n'ont pas d'influence.
Essai de cavitation	On doit tenir compte de l'influence de *Fr*, *Re* et de la qualité de l'eau (voir 5.3.6). Si $Fr_M \neq Fr_P$ il faut au moins observer $\sigma_M = \sigma_{pl}$ (voir 5.3.5). On admet qu'il existe une limite inférieure de σ au-dessous de laquelle il n'est plus nécessaire d'examiner l'influence du nombre de Reynolds sur les performances, car l'influence de l'écoulement diphasique est alors prédominante (voir 6.8.2.4.2)
Essai d'emballement	On admet que *Re* et *Fr* n'ont pas d'influence. On doit tenir compte de l'influence de la cavitation.
Essai dans les quatre quadrants et essais complémentaires	On admet que *Re* et *Fr* n'ont pas d'influence. Dans certains cas, on doit contrôler l'influence de la cavitation dans certaines zones de fonctionnement.
Turbines à action	
Type d'essai	**Conditions de similitude à observer et commentaires associés**
Essai de performance	Il est recommandé de respecter la similitude de *Fr* pour les essais de performance (voir 5.3.5.3).
	Rendement, puissance: On tient compte de l'influence de *Fr*, *We* et *Re* conformément à 6.8.2.4 et à l'Annexe I.
	Débit, énergie hydraulique massique: On admet que *Fr*, *We* et *Re* n'ont pas d'influence
Essai de cavitation	Habituellement non réalisé
Essai d'emballement	On admet que seule la similitude de *Fr* est à respecter
Essais complémentaires	On admet que *Fr*, *We*, *Re* et la cavitation n'ont pas d'influence

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.3.4 Similitude de Reynolds

5.3.4.1 Machines à réaction

Les pertes par frottement dépendent principalement du nombre de Reynolds, à condition que l'écoulement soit hydrauliquement lisse. Du fait que le nombre de Reynolds du modèle, rapporté au diamètre de référence de la machine (ou à une longueur caractéristique d'un composant), est en général inférieur à celui du prototype, le rapport des pertes par frottement aux pertes totales est plus grand pour le modèle que pour le prototype. Dans la plupart des cas, le rendement du modèle est donc quelque peu inférieur à celui du prototype.

Par conséquent, dans le domaine garanti, où le rapport des pertes par frottement aux pertes totales est important, les rendements du modèle et les facteurs ou coefficients de puissance doivent subir une correction lorsqu'on les rapporte à un nombre de Reynolds différent de celui que l'on avait pendant les essais, en particulier lorsqu'on transpose les résultats du modèle aux conditions de fonctionnement du prototype (voir 6.8).

Il n'y a pas lieu de considérer l'influence du nombre de Reynolds:

- dans le domaine des rendements garantis, lorsque l'influence de la cavitation entraîne une baisse de rendement supérieure à 0,5 % (voir 6.8.2.4.2);
- en dehors du domaine garanti, c'est-à-dire pour des fonctionnements très éloignés du point de tracé de la machine, où le rapport des pertes par frottement aux pertes totales devient faible. C'est par exemple le cas:
  - en emballement;
  - en régime de coupure pour une pompe;
  - en fonctionnement dans les quatre quadrants pour une pompe-turbine (sauf dans le domaine de fonctionnement garanti).

5.3.4.2 Turbines à action

L'influence du nombre de Reynolds sur le rendement hydraulique est pris en compte conformément à l'Annexe I et à 6.8.2.4.

5.3.5 Similitude de Froude

5.3.5.1 Généralités

C'est surtout lorsqu'on effectue des essais sur modèle dans les conditions suivantes de fonctionnement qu'il convient de respecter la similitude de Froude:

- écoulement diphasique (par exemple importantes zones de cavitation sur les pales de roue, torche de cavitation dans l'aspirateur, ou rejet de l'eau en émulsion dans l'air dans le bâti d'une turbine Pelton);
- écoulement à surface libre (par exemple aspiration d'une pompe avec possibilité de torche).

L'influence du nombre de Froude peut donc être spécialement importante pour les turbines à action et pour les machines à réaction de faible énergie hydraulique massique, lorsque le fonctionnement dans les conditions de l'aménagement commence à être influencé par un écoulement cavitant attaché aux pales de roue ou qui apparaît comme une torche de cavitation dans l'aspirateur d'une turbine.

Pour des essais de cavitation, il convient de n'envisager d'appliquer la similitude de Froude que lorsque la distance verticale entre les points les plus hauts et les plus bas des pales de la roue du prototype devient significative par rapport à l'énergie hydraulique massique exprimée en mètre. Ceci peut se produire pour de grandes machines à axe horizontal fonctionnant sous une faible énergie hydraulique massique.

5.3.5.2 Essais de cavitation des machines à réaction

5.3.5.2.1 Niveau de référence de cavitation z_c

On doit choisir le niveau de référence de cavitation z_c (voir Figure 22 et Figure 23) à l'emplacement où se produit la cavitation en cause. Il peut en résulter que le niveau de référence de cavitation z_c (voir 3.4.8.6) s'écarte du niveau de référence de la machine z_r (voir Figure 22), défini en 3.4.8.5, car l'endroit où la cavitation est maximale n'est pas nécessairement au niveau z_r. La relation géométrique entre z_r, qui définit le calage de la machine, et z_c est illustré sur la Figure 22. La relation entre les valeurs correspondantes de σ est donnée par la formule suivante, applicable au modèle et au prototype:

$$\sigma_c = \sigma_r - \frac{g(z_c - z_r)}{E}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.3.5.2.2 Essais de cavitation en similitude de Froude

Sauf accord contraire dans le contrat, les essais de cavitation peuvent être effectués sur un modèle à grande échelle, installé avec l'axe dans la même position (horizontale ou verticale) que le prototype et essayé sous l'énergie hydraulique massique requise par la similitude de Froude. Toutefois, il convient que l'énergie hydraulique massique de l'essai soit égale ou supérieure aux valeurs minimales données en 5.7.3.2.1.

Il en résulte que, à toute cote homologue du modèle et du prototype, le nombre de Thoma ou le coefficient de cavitation est le même, à condition d'utiliser des niveaux de référence de cavitation z_c homologues, comme le montrent la Figure 22 et Figure 23.

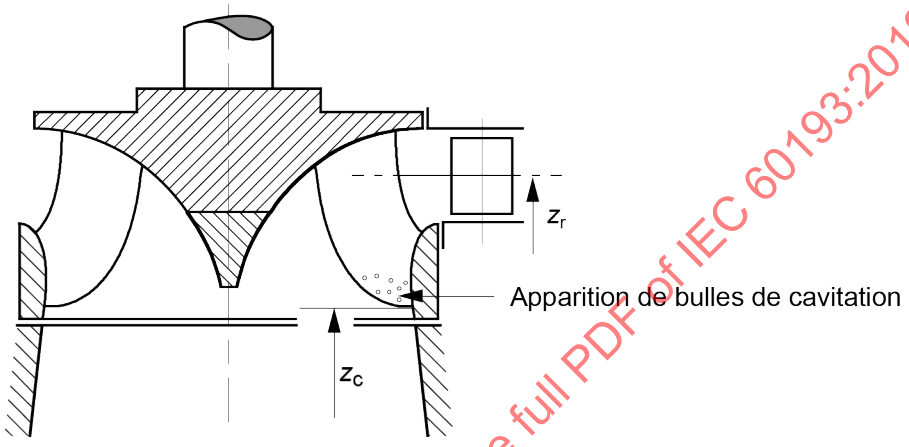


Figure 22 – Relation entre le niveau de référence z_r d'une turbine Francis et son niveau de référence de cavitation z_c

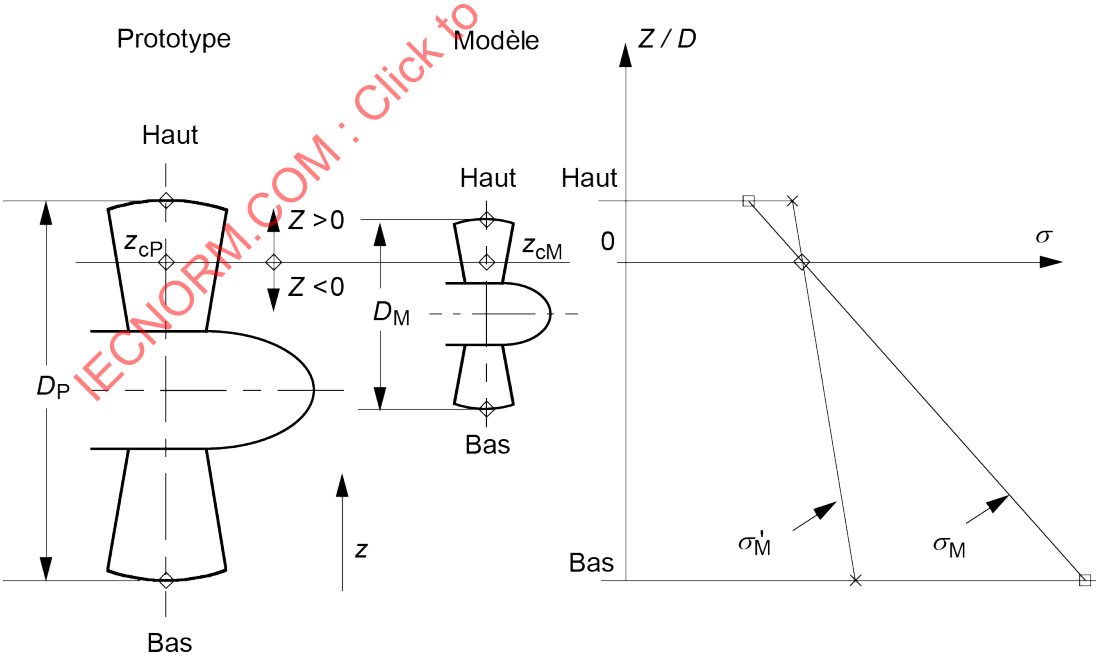


Figure 23 – Variation de σ en fonction du niveau z pour le modèle et le prototype

Dans la Figure 23, quand la similitude de Froude est respectée: $Fr_M = Fr_P$ alors $\sigma_M = \sigma_P$. Donc, les rapports:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

$$\frac{g(z-z_c)}{E}$$

ou

$$\frac{gZ}{E}$$

sont identiques à tous les niveaux homologues du modèle et du prototype; il en résulte donc des valeurs de σ identiques.

5.3.5.2.3 Essais de cavitation hors similitude de Froude

Si les dimensions de la machine prototype ne sont pas significatives par rapport à l'énergie hydraulique massique de l'aménagement, il suffit d'utiliser lors des essais sur modèle des valeurs de σ égales à σ_{pl} de manière à ce que les figures de cavitation soient suffisamment semblables entre modèle et prototype. Il est cependant essentiel d'utiliser pour le modèle et le prototype des niveaux de référence de cavitation z_c homologues (voir Figure 22 et Figure 23).

La similitude de Froude ne peut pas être appliquée lorsqu'elle nécessiterait des modèles exagérément grands ou des essais sous énergie hydraulique massique très faible comparée aux valeurs minimales préconisées en 5.4.2.

Dans tous les cas où on ne peut appliquer la similitude de Froude, on ne peut pas obtenir des nombres de Thoma σ simultanément égaux à tous les niveaux homologues du modèle et du prototype. Il est recommandé de choisir, par accord mutuel préalable aux essais, les niveaux de références homologues z_{cP} et z_{cM} sur le prototype et sur le modèle pour lesquels l'égalité des nombres de Thoma $\sigma_{cP} = \sigma_{cM}$ doit être respectée (voir Figure 23).

Comme le montre la Figure 23, quand la similitude de Froude n'est pas respectée: $Fr_M > Fr_P$ alors $\sigma_M \neq \sigma_P$ et $\sigma'_M = \sigma'_P$ où $\sigma' = \sigma_{bas}$ ou $\sigma' = \sigma_{haut}$. La variation de σ pour le modèle et pour le prototype, entre le point le plus haut et le point le plus bas d'une roue de turbine tubulaire à arbre horizontal est donc:

$$\sigma_{bas} = \sigma_c - \frac{g(z_{bas} - z_c)}{E} = \sigma_c - \frac{gZ_{bas}}{E}$$

et

$$\sigma_{haut} = \sigma_c - \frac{g(z_{haut} - z_c)}{E} = \sigma_c - \frac{gZ_{haut}}{E}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Pour tous les niveaux homologues z autres que z_c et $\sigma_{bas} = \sigma'$ ou $\sigma_{haut} = \sigma'$, il y a une différence $\sigma_P - \sigma'_M$[5]:

$$\sigma_P - \sigma'_M = g\left(\frac{(z - z_c)_M}{E_M} - \frac{(z - z_c)_P}{E_P}\right)$$

Au cours d'essais de cavitation hors similitude de Froude, il convient de régler l'énergie massique nette à l'aspiration ou le nombre de Thoma de manière à couvrir toutes les conditions de fonctionnement spécifiées au contrat (variation du niveau du canal de fuite), et à établir la marge de sécurité entre la valeur minimale de σ_{pl} et une valeur spécifiée au contrat telle que σ_d (voir 3.4.7.10), en tenant compte de la différence $\sigma_P - \sigma'_M$ comme le montre la Figure 23.

Dans certains cas, il est possible d'utiliser plusieurs niveaux de référence de cavitation. Par exemple, pour une grande turbine tubulaire à arbre horizontal, les performances hydrauliques peuvent être mesurées à un nombre de Thoma d'installation rapporté à des élévations choisies (comme 0,2 D au-dessous du sommet de la roue, ou au sommet de la roue lui-même, ou au sommet du moyeu. Un accord entre les parties sera nécessaire pour fixer la procédure à suivre et l'interprétation ultérieure des résultats.

5.3.5.2.4 Essais de cavitation des pompes-turbines

Pour les pompes-turbines, on doit utiliser essentiellement le même nombre de Thoma ou le même coefficient de cavitation, définis en 3.4.7.6 ou 3.4.7.7, pour les fonctionnements en turbine et en pompe.

5.3.5.3 Essais de performance des turbines à action

À cause de l'écoulement diphasique qui se produit dans le bâti de la turbine, le rendement des turbines à action (par exemple du type Pelton) peut être fortement influencé par le nombre de Froude. Il est donc recommandé de choisir l'énergie hydraulique massique d'essai des modèles de turbines à action de façon à respecter la similitude de Froude.

5.3.6 Autres conditions de similitude

5.3.6.1 Nombre de Weber

Bien que le présent document ne prenne pas en compte une quelconque influence du nombre de Weber (sauf à l'Annexe I), on peut mentionner que celui-ci devient important en écoulement diphasique, tel qu'il s'en produit dans le bâti des turbines à action. C'est en effet de lui que dépend le degré de dispersion des gouttelettes, qui influe sur les pertes par ventilation et/ou sur la turbulence des jets.

Dans les essais sur modèle des turbines à action, il n'est généralement pas possible de respecter simultanément les similitudes de Froude et de Weber. C'est la similitude de Froude que l'on choisit d'observer dans la plupart des cas, car ses effets sont généralement prépondérants sur ceux de la similitude de Weber.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

---

5 Lorsque l'énergie hydraulique massique E_M de l'essai est supérieure à celle requise par la similitude de Froude, cela entraîne $(z - z_c)_M/E_M < (z - z_c)_P/E_P$, et donc $\sigma'_M > \sigma_P$ pour tous les niveaux homologues au-dessus du niveau de référence de cavitation (les conditions sont plus favorables sur le modèle que sur le prototype quant à la cavitation). Il en est inversement pour tous les niveaux homologues situés au-dessous du niveau de référence de cavitation choisi.

5.3.6.2 Influence de la teneur en germes sur les figures de cavitation et sur les performances

L'apparition des bulles de cavitation, comme observé par example dans les turbines Francis à la sortie de la roue et les caractéristiques de cavitation qui en résultent peuvent être grandement influencées par la teneur en germes de l'eau (bulles non visibles d'air ou de gaz, de rayon inférieur à 50 μm).

La teneur en germes et la teneur en gaz dissous dans l'eau sont influencées par la configuration de l'installation d'essai, les conditions d'essai, la durée d'essai, le type de machine, la valeur d'énergie hydraulique massique et le nombre de Thoma. L'apparition de la cavitation et la possibilité de l'observer dépendent de la nature de la cavitation et du type de machine. Particulièrement lors des essais de cavitation (par variation de σ) des roues Francis de moyenne ou grande vitesse spécifique, dans lesquelles la cavitation apparaît généralement à la sortie de la roue, il est important que l'eau contienne suffisamment de germes pouvant être amenés à grossir dans les zones où la pression locale est égale à la pression de vapeur.

Les mesures sur prototype montrent que normalement le nombre de germes est suffisant pour provoquer la cavitation dans toutes les zones de la roue où règne la pression de vapeur saturante. Cependant, dans les bancs d'essai à circuit fermé, le nombre et la taille des germes sont réduits par suite du dégazage de l'eau durant les essais de cavitation. Il en résulte que, à une valeur déterminée de σ il n'y a pas suffisamment de germes susceptibles de grossir dans les zones à basse pression, ce qui réduit l'étendue de la cavitation visible.

En ce qui concerne la cavitation, la qualité de l'eau du modèle est donc équivalente aux conditions de fonctionnement du prototype si la teneur en germes dans le modèle est suffisante pour assurer que la cavitation se développe dans toutes les zones où la pression locale est inférieure ou égale à la pression de vapeur. Ceci permet de s'assurer que l'étendue des zones où se produit une cavitation visible et la baisse de rendement que celle-ci entraîne ne sont plus affectées par les conditions d'essai. On peut le vérifier en faisant varier le nombre de germes de taille critique soit en injectant des germes à l'amont de la roue, soit en utilisant une énergie hydraulique massique suffisamment élevée (voir 5.7.3.2). Dans le dernier cas la similitude de Froude n'est pas respectée.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.4 Conditions d'essai

5.4.1 Détermination des conditions d'essai

Les conditions d'essai à choisir pour les différents types d'essai dépendent:

- de la capacité de l'installation d'essai et de son instrumentation;
- de la taille et de la conception mécanique de la machine modèle;
- du domaine de fonctionnement garanti et/ou spécifié.

Le même modèle doit être utilisé pour les essais de performances et de cavitation.

Lorsque les données garanties ou spécifiées s'appliquent au prototype, on peut calculer les paramètres définissant les conditions d'essai du modèle sur la base des conditions de similitude hydraulique définies en 5.3.2b), en appliquant les formules de 6.8.2.5. Il est essentiel de tenir compte des limitations suivantes:

- les valeurs minimales autorisées au Tableau 5 doivent être respectées;
- les limitations mécaniques dues à la conception du modèle doivent être vérifiées;
- les limitations dues à la conception et à l'exploitation du banc d'essai et à l'instrumentation disponible doivent être prises en compte.

Les modèles utilisés pour des essais comparatifs doivent avoir la même taille et être essayés à peu près au même nombre de Reynolds (voir 5.1.3.2)

Pour des essais de performances, il est quelquefois souhaitable de choisir une énergie hydraulique massique d'essai supérieure à la valeur minimale, afin d'obtenir un nombre de Reynolds (nombre de Froude pour les turbines à action) élevé, plus proche de celui du prototype, et de réduire ainsi les incertitudes relatives de mesurage.

Il n'est pas nécessaire de prescrire d'effectuer les essais de cavitation sur modèle à une énergie hydraulique massique égale à celle du prototype. Cependant, il n'est généralement pas souhaitable d'essayer le modèle à des énergies hydrauliques massiques trop faibles car cela diminuerait la précision des mesures et entraînerait un risque de dégazage dans les zones à basse pression.

À la suite de ces considérations, on peut définir, pour chaque type d'essais, l'étendue des valeurs dont les différents paramètres du modèle ne devraient pas s'écarter, c'est-à-dire les conditions d'essai:

- vitesse ou énergie hydraulique massique;
- débit;
- puissance et/ou couple;
- énergie massique nette à l'aspiration (pour les machines à réaction).

5.4.2 Valeurs minimales de la taille du modèle et conditions d'essai à respecter

Afin d'obtenir une bonne similitude hydraulique entre modèle et prototype, il est nécessaire de définir, outre les exigences de similitude géométrique et de rugosité de surface stipulées en 5.1.3.4 et 5.2, des valeurs minimales données au Tableau 5 à imposer à la taille du modèle, au nombre de Reynolds et à l'énergie hydraulique massique d'essai.

Ces valeurs minimales doivent être respectées afin:

- d'assurer la précision dimensionnelle requise avec des méthodes normales d'usinage;
- d'obtenir des résultats d'essai ayant une précision de mesure suffisante, indépendamment de conditions d'essai inadmissibles (par exemple un dégazage pendant les essais de cavitation);
- de réduire l'effet d'échelle entre modèle et prototype en effectuant les essais à des nombres de Reynolds et de Froude appropriés.

Les différents minima sont indépendants l'un de l'autre et doivent tous être respectés. Normalement, les modèles doivent être aussi grands que possible et en tout cas jamais plus petits que les valeurs indiquées.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Tableau 5 – Valeurs minimales de la taille des modèles et des paramètres d'essai

Paramètre	Type de machine			
	Radiale (Francis)	Diagonale	Axiale (Kaplan, bulbe)	A action (Pelton)
Nombre de Reynolds Re (-)	4×10^6	4×10^6	4×10^6	2×10^6
Energie hydraulique massique (par étage) E ($J \cdot kg^{-1}$) [a]	100	50	30 [b]	500
Diamètre de référence D (m)	0,25 [c]	0,30	0,30	------
Largeur d'auget B (m)	------	------	------	0,08

[a] Pour pouvoir respecter la similitude de Froude, on peut choisir pour les essais de cavitation une énergie hydraulique massique d'essai telle que le nombre de Reynolds qui en résulte soit inférieur à la valeur indiquée.

[b] $E_{min} = 20\ J \cdot kg^{-1}$ si $D \geq 0,4$ m

[c] Pour les pompes et les pompes-turbines de faible vitesse spécifique, un diamètre de référence tel que $0,20\ m \leq D \leq 0,25\ m$ peut être admis si le diamètre extérieur est supérieur ou égal à 0,5 m.

5.4.3 Stabilité et fluctuations pendant les mesurages

On ne peut éviter qu'il se produise des fluctuations des différentes grandeurs mesurées. Ces fluctuations peuvent être de nature périodique ou stochastique et se manifester dans une large étendue de fréquences. Elles peuvent être engendrées par des éléments du banc d'essai (pompe nourricière, dispositif de laminage, système de réglage à faible pression, etc.) et/ou par la machine modèle (torche dans l'aspirateur, décollement tournant, etc.). Il est essentiel que, pendant les essais et en tout point de fonctionnement, et particulièrement dans le domaine de fonctionnement garanti du prototype, un régime permanent stable et répétable puisse être assuré.

Avant et pendant le mesurage d'un point, la stabilité de fonctionnement du banc d'essai doit être telle que des mesures répétées au même point de fonctionnement restent dans la bande d'incertitude due aux erreurs aléatoires admise pour les différentes grandeurs mesurées. Ceci signifie également que les dérives éventuelles du débit, de l'énergie hydraulique massique, de la vitesse et de l'énergie massique nette à l'aspiration doivent rester faibles. La dérive d'une grandeur entraîne habituellement une erreur systématique et doit donc être éliminée.

Les fluctuations pendant le mesurage d'un point peuvent être caractérisées par l'écart-type des mesures d'une grandeur ou par l'incertitude due aux erreurs aléatoires qui en résulte, si le banc d'essai est équipée d'un système d'acquisition de données convenable. Si les résultats sont affectés par les fluctuations, il peut être nécessaire de prévoir un amortissement hydraulique linéaire (voir 6.3.3.4), de régler le filtrage des signaux électriques (voir 6.1.4.4.2), d'ajuster les conditions d'essai ou d'appliquer tout autre moyen afin d'éliminer de tels effets, mais il faut veiller à ne pas fausser la grandeur mesurée.

5.4.4 Réglage du point de fonctionnement

Lorsque les points de fonctionnement devant faire l'objet de mesures sont définis par des valeurs spécifiées des termes adimensionnels (facteur de vitesse, facteur de débit, nombre de Thoma ou autres) correspondant aux grandeurs spécifiées dans le contrat, il faut régler les conditions d'essai de manière à se placer le plus près possible de ces valeurs spécifiées. Il convient que les écarts entre les valeurs adimensionnelles mesurées et spécifiées ne dépassent pas ±0,5 % pour les coefficients ou facteurs de vitesse, de débit ou de puissance et ±3 % pour le coefficient de cavitation ou le nombre de Thoma.

5.5 Modalités d'exécution des essais

5.5.1 Organisation des essais

5.5.1.1 Généralités

Lors de la préparation d'essais sur modèle, un accord entre les parties concernées doit permettre de préciser et d'entériner les points évoqués aux Paragraphes 5.5.1.2 à 5.5.1.7, couvrant les aspects généraux de la préparation, de l'organisation et de l'exécution des essais.

5.5.1.2 Spécification des essais sur modèle

Une spécification des essais sur modèle est le document de base pour préparer et programmer un essai de réception sur modèle et pour établir le programme technique détaillé des essais (voir 5.5.3.2). Cette spécification fait souvent partie de la spécification générale, technique et/ou commerciale, de l'ensemble du marché, rédigée par l'acheteur ou son représentant.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Parmi d'autres points, la spécification des essais sur modèle doit notamment définir:

- l'objet, le domaine d'application et l'étendue des essais sur modèle;
- les références aux données garanties et spécifiées de l'aménagement;
- les références aux normes d'essai à appliquer;
- l'échelle et/ou la taille du modèle;
- le ou les lieux des essais des modèles;
- la présentation des résultats (rapports d'essai);
- le calendrier, indiquant au moins les dates de début et de fin des essais du modèle;
- la propriété et/ou l'entreposage du modèle.

5.5.1.3 Calendrier

Il est recommandé qu'un accord mutuel fixe le calendrier des essais, indiquant au moins les étapes et la date et/ou la durée des principales phases:

- remise des plans du modèle (particulièrement ceux montrant la fabrication du modèle et les principales dimensions de ses raccordements au banc d'essai côtés haute et basse pression);
- soumission de la procédure d'essai incluant une description de l'appareillage d'essai (y compris les méthodes d'étalonnage, de calcul et de présentation des résultats et les incertitudes de mesure attendues);
- étalonnage des instruments;
- contrôle géométrique du modèle;
- essais préliminaires, essais de réception (ou essais témoin) et succession des modèles essayés dans le cas d'essais comparatifs;
- rapports d'essai.

Un temps suffisant doit toujours être laissé au constructeur pour fabriquer le modèle, faire tous les contrôles dimensionnels nécessaires et effectuer ses propres essais préparatoires, que ce soit dans son propre laboratoire ou ailleurs. En cas de défaut de l'équipement d'essai ou de la machine modèle survenant pendant les essais préliminaires ou les essais de réception, un accord mutuel est nécessaire pour modifier le calendrier et/ou le programme d'essai.

5.5.1.4 Personnel et responsabilités

Il est essentiel que les personnes responsables représentant l'acheteur et/ou son représentant, le fournisseur, et (éventuellement) le laboratoire indépendant soient désignées suffisamment longtemps avant le début de l'essai. Leur responsabilité et leur pouvoir de décision doivent être clairement définis, de telle sorte que tout problème survenant pendant la préparation ou l'exécution de l'essai puisse être rapidement résolu. L'acheteur et le fournisseur doivent tous deux être habilités à se faire officiellement représenter à tous les essais contractuels, inspections et contrôles dimensionnels du modèle et du prototype afin de vérifier que ceux-ci sont exécutés conformément à le présent document et à tout accord antérieur.

Pour la conduite des essais (tels qu'ils sont définis en 5.5.3.1), un chef d'essai doit être désigné. Il peut être choisi parmi l'équipe technique du laboratoire où le modèle doit être essayé ou bien, après accord particulier entre les parties, un expert indépendant peut remplir ce rôle. Le chef d'essai assumera l'entière responsabilité d'un étalonnage correct des appareils, de la conduite des essais et du calcul des résultats, y compris la détermination des incertitudes de mesure et la justification des résultats dans le rapport d'essai final. Le chef d'essai doit examiner toute remarque ou suggestion émanant du représentant de l'une des parties officiellement accrédité pour les essais.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Lorsque les essais du modèle ont lieu dans un laboratoire indépendant ou externe, le fournisseur peut être présent lors de toutes les activités liées à l'essai de son modèle, y compris le montage et tous les essais préparatoires. Le fournisseur peut faire intervenir son propre personnel qualifié pour participer à l'installation.

Les essais doivent être effectués par du personnel ayant l'expérience de l'appareillage utilisé.

5.5.1.5 Conception du modèle et préparation de l'installation d'essai

Pour pouvoir préparer le modèle et l'installation d'essai, la spécification technique des essais sur modèle (voir 5.5.1.2) doit fournir tous les éléments pertinents pour la conception et la fabrication de la machine modèle (voir 5.1.3.2) tels que:

- l'étendue des conduits hydrauliques à représenter, des côtés haute et basse pression;
- l'emplacement des sections de mesurage de la pression;
- le nombre et l'emplacement des fenêtres d'observation;
- les dispositifs permettant de changer ou de régler les composants du modèle;
- les dispositions à prendre pour des essais particuliers (l'enregistrement vidéo ou photo des figures de cavitation, fluctuations de pression, couple sur les directrices, poussée axiale ou radiale, répartition des vitesses, etc.);
- les conditions d'essai pour tous les types d'essais spécifiés;
- l'étendue de réglage des paramètres géométriques (par exemple l'ouverture maximale du distributeur, etc.).

D'une façon générale, on doit disposer des données suffisantes pour définir l'étendue des essais et leurs conditions d'exécution, de sorte que le modèle puisse être fabriqué et préparé selon les règles de l'art. On peut alors choisir l'installation d'essai appropriée et vérifier le montage général du modèle sur le banc, en modifiant ou réarrangeant certains des éléments existants du banc d'essai si nécessaire.

Il est recommandé que les conduites d'alimentation et de restitution ainsi que l'emplacement définitif des sections de mesurage de la pression et le nombre des prises de pression soient acceptés d'un commun accord à un stade précoce de la conception du modèle.

5.5.1.6 Instrumentation et traitement des données

Le responsable du laboratoire choisi ou le chef d'essai doit fournir à l'acheteur, ou son représentant, une description de l'instrumentation habituelle installée sur le banc d'essai, comprenant des explications sur les méthodes de mesure et d'étalonnage, sur le traitement des données d'étalonnage et d'essai et sur l'évaluation des résultats.

Dans certains laboratoires, il existe deux ou plusieurs instruments installés en permanence pour mesurer une certaine grandeur. Il faut choisir l'un d'eux comme étant l'instrument à utiliser pour calculer les résultats, l'autre (ou les autres) ne servant que de référence ou d'appareil de contrôle-commande.

Les résultats d'essai sont parfois calculés en plusieurs étapes, en utilisant plusieurs ordinateurs. Il faut dans ce cas définir en détail la méthode de calcul des grandeurs concernées. Un accord doit fixer quelles grandeurs sont traitées en temps réel et immédiatement présentées sous forme de tableaux ou de graphiques, et quels autres résultats sont calculés et présentés ultérieurement.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.5.1.7 Contrôles dimensionnels

Il doit être spécifié quels sont les composants du modèle à contrôler avant, pendant ou après les essais de réception. Il faut convenir en temps voulu des méthodes à employer pour les contrôles dimensionnels, de l'étendue approximative de ces contrôles et du nombre de dimensions à vérifier (voir 5.2) pour pouvoir préparer en conséquence les documents nécessaires et l'appareillage de mesure. Si cela est accepté par les parties, il est possible de réaliser des points de contrôle arbitraires pendant les essais de réception.

5.5.2 Inspections et étalonnages

5.5.2.1 Généralités

Peu avant le début des essais préliminaires et/ou des essais de réception, le modèle, le banc d'essai, l'instrumentation et le système d'acquisition et de traitement des données doivent faire l'objet d'une inspection détaillée par les représentants des parties et le chef d'essai, pour s'assurer que les résultats d'essai ne seront pas affectés par un quelconque défaut mécanique, structurel ou autre du modèle ou de l'équipement d'essai.

Il est recommandé d'étalonner tous les instruments de mesure par rapport à des méthodes primaires ou des méthodes secondaires avec des instruments certifiés (comme expliqué en 6.2 à 6.7) avant les essais et aussi après la fin des essais si une des parties le demande. Des réétalonnages en cours d'essai peuvent être nécessaires s'il survient des problèmes sérieux avec l'appareillage de mesure habituel, comme la défaillance d'un instrument ou d'une chaîne de mesure ou un écart systématique important d'un signal de mesure au "zéro" ou aux conditions de référence.

Les méthodes à utiliser, l'étendue des divers étalonnages (points de contrôle ou étalonnage complet) et les modalités d'exécution doivent être convenues entre les parties avant le début des essais préliminaires ou des essais de réception. Sur la base de documents certifiés présentés par le responsable du laboratoire ou par le chef d'essai, les parties peuvent convenir, pour certains appareils, d'utiliser le dernier étalonnage existant sans effectuer de nouvel étalonnage ou contrôle.

5.5.2.2 Inspection de la machine modèle

Les points à contrôler et/ou à relever sont:

- identification des composants du modèle à l'aide des plans correspondants (particulièrement s'il est prévu de changer ou de modifier certains composants pendant l'essai);
- dimensions géométriques énumérées en 5.2;
- dimensions caractéristiques utilisées pour le calcul des résultats (par exemple les aires des sections de mesurage haute et basse pression);
- jeux aux labyrinthes et/ou jeux en bout de pales;
- valeurs individuelles et moyennes de l'angle des directrices ou de l'ouverture du pointeau et/ou de l'angle des pales de la roue;
- qualité de surface, inclusions et défauts locaux des différents composants;
- bon ajustement des joints entre composants;
- conformité aux dimensions de référence données par les plans du modèle.

Dans la mesure où cela paraîtra nécessaire, ces contrôles seront répétés s'il se produit des incidents mécaniques ou des défauts au cours des essais (voir 5.5.4), ou à la fin des essais de réception en présence des représentants accrédités de toutes les parties concernées. Ces contrôles font partie intégrante de l'essai de réception contractuel.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.5.2.3 Inspection du circuit d'essai

Il faut effectuer au moins les contrôles ci-après:

- aucune fuite ou apport d'eau ne doit se produire entre le modèle et la section de mesurage du débit;
- aucune fuite d'eau ne doit se produire aux prises de pression ni à leurs lignes de raccordement;
- du côté basse pression, aucune entrée d'air dans l'eau du circuit ne doit se produire lorsque la pression interne est inférieure à la pression ambiante;
- les conditions d'écoulement doivent être régulières au voisinage de l'entrée et de la sortie du modèle et de la section de mesurage du débit; les conduits hydrauliques ne doivent pas présenter de perturbations et les surfaces mouillées doivent être de bonne qualité;
- les pompes nourricières et organes de réglage (vannes, alimentation en eau et en air sous pression, etc.) doivent avoir un fonctionnement correct;
- la qualité de l'eau et sa température doivent être stables (voir 5.1.2.3).

Dans la mesure où cela paraîtra nécessaire, certains contrôles seront répétés à la fin des essais de réception en présence de toutes les parties concernées.

5.5.2.4 Étalonnage des instruments de mesurage et contrôle du système d'acquisition des données

Un accord doit être conclu entre les parties concernées pour décider:

- dans quelle mesure les différents instruments doivent être étalonnés ou contrôlés ponctuellement;
- si tous les instruments doivent être contrôlés ou étalonnés avant et après les essais de réception;
- les conditions nécessitant un réétalonnage d'un instrument pendant ou après les essais de réception;
- l'étendue de l'étalonnage et le nombre de points d'étalonnage ou de contrôle pour les différents instruments;
- les données de base et la procédure pour évaluer l'incertitude due aux erreurs systématiques attachée aux résultats d'étalonnage et à chaque grandeur mesurée.

Avant et après les essais de réception, il faut effectuer au moins les contrôles et les mesures ci-après:

- identification des instruments et/ou dispositifs de mesurage utilisés;
- zéro des instruments, c'est-à-dire lecture indiquée par les différents instruments dans des conditions bien définies, pour détecter toute dérive éventuelle survenant pendant les essais;
- contrôle du système d'acquisition des données par des mesures répétées dans des conditions de fonctionnement bien définies. Des exemples de calcul manuel doivent prouver que le système d'acquisition, de transmission et de traitement des données fonctionne correctement;
- mesure du couple de frottement mécanique dans les paliers et les joints d'arbre qui n'appartiennent pas ou ne sont pas liés à un stator monté en balance (qui transmettrait automatiquement le couple à la roue) afin de déterminer s'il convient d'appliquer une correction ultérieure.

Les "zéros" des instruments sont habituellement contrôlés pendant les essais préliminaires et les essais de réception. Tous les autres contrôles et étalonnages seront répétés, si nécessaire, à la fin des essais de réception en présence de toutes les parties concernées.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Si la différence entre deux contrôles ou étalonnages comparés est inférieure à l'incertitude due aux erreurs systématiques évaluée au début des essais, les résultats d'essai sont considérés comme valables et aucune correction n'est nécessaire. S'il apparaît en plusieurs points une différence entre deux contrôles ou étalonnages supérieure à l'incertitude due aux erreurs systématiques attendue, l'essai doit être annulé et recommencé.

Pour assurer la validité des résultats d'étalonnage, il est essentiel que les grandeurs d'influence (telles que la température et l'humidité ambiantes, les caractéristiques de l'alimentation électrique, le champ électromagnétique, etc.) soient maintenues inchangées, dans une mesure raisonnable, pendant l'étalonnage et pendant les essais (voir 6.9.2.2.2)

Chacune des parties concernées peut, pour des motifs déclarés et justifiés, demander un réétalonnage de n'importe quel instrument au cours des essais.

5.5.3 Exécution des essais

5.5.3.1 Types d'essai

5.5.3.1.1 Généralités

Effectuer un essai de réception de façon efficace et réussie nécessite de l'avoir bien préparé par des essais préparatoires adéquats. Par ailleurs, selon le résultat des essais préliminaires et des essais de réception, il sera parfois nécessaire de réaliser ensuite des essais complémentaires.

Pour identifier clairement le statut des essais et faciliter la communication entre les parties impliquées, le présent document définit les types d'essai décrits en 5.5.3.1.2 à 5.5.3.1.5.

5.5.3.1.2 Essais préparatoires

Ces essais ne sont souvent pas spécifiés en détail, mais ils sont essentiels pour la qualité de tous les essais ultérieurs. Ils comprennent:

- des contrôles et des essais pour s'assurer que le fonctionnement du modèle et les figures de cavitation ne sont pas affectés par un quelconque défaut mécanique du modèle ou du banc d'essai et de son appareillage de mesure;
- le contrôle d'un bon fonctionnement de l'équipement de mesure et du système d'acquisition des données. Il est souvent utile de faire varier systématiquement la vitesse d'essai (c'est-à-dire de faire varier E) à σ constant et de faire varier le $NPSE$ (c'est-à-dire σ) à E constant, au moins en un point de fonctionnement.

Ces résultats sont normalement seulement à usage interne du fournisseur ou du laboratoire.

Si cela est admis par les parties, il est recommandé de laisser au fournisseur un temps suffisant, pendant cette période, pour le choix des composants définitifs et pour tout réglage de dernière minute, mais ces ultimes essais de développement n'entrent pas dans le domaine d'application du présent document.

5.5.3.1.3 Essais préliminaires

Ce sont des essais couverts par la spécification technique (voir 5.5.1.2) ou par le programme technique (voir 5.5.3.2), leur consistance dépend beaucoup de l'usage qui sera fait de leurs résultats. Les parties concernées doivent donc, avant le début des essais, conclure un accord pour définir:

- si les résultats ne seront utilisés que pour information en dehors de toute valeur contractuelle. Dans ce cas, les essais préliminaires ne servent qu'à explorer le comportement général du modèle ou certaines de ses limitations en rapport avec des grandeurs spécifiées;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- ou bien si les résultats seront utilisés officiellement et auront donc une valeur contractuelle. Dans ce cas, les résultats font partie intégrante des données de l'essai officiel et seront complétés ou contrôlés ponctuellement lors des essais de réception. Par exemple, il peut être convenu d'utiliser ces résultats pour déterminer la majoration de rendement conformément à 6.8.2.4 et les incertitudes dues aux erreurs systématiques et aléatoires conformément à 6.9.2. Ces données devront toutefois être confirmées pendant les essais de réception.

5.5.3.1.4 Essais de réception

Ces essais sont destinés à mesurer, déterminer ou contrôler toutes les données pertinentes pour le modèle définies par la spécification technique (voir 5.5.1.2) ou par le programme technique (voir 5.5.3.2), qui serviront de base à la comparaison avec les garanties ou avec d'autres données spécifiées au contrat.

Tous ces résultats ont une valeur contractuelle et doivent figurer dans le rapport final d'essai (voir 5.5.5).

5.5.3.1.5 Essais complémentaires

Ce sont des essais qui complètent les résultats des essais préliminaires et des essais de réception et qui peuvent comprendre des essais relatifs aux données complémentaires énumérées en 4.4. De tels essais peuvent ou non être effectués en présence de toutes les parties.

Ces résultats figurent dans le rapport final d'essai (voir 5.5.5); cependant, leur valeur contractuelle éventuelle doit être fixée par un accord.

5.5.3.2 Programme technique

Un programme technique se référant à la spécification technique (voir 5.5.1.2) et aux garanties et données contractuelles pertinentes doit être établi à l'avance et agréé par les parties concernées. Si cela n'est pas couvert par les documents contractuels, ce programme doit définir le but et la consistance des différents types d'essai à réaliser pendant les essais préliminaires et/ou les essais de réception. Pour faciliter la réalisation efficace des essais et l'évaluation des résultats, les points suivants doivent être spécifiés pour chaque type d'essai, comme les relevés des performances hydrauliques principales, les essais de cavitation, les mesures de couple sur les directrices, etc.:

- étendue de variation et incréments des paramètres hydrauliques, ce qui définit le nombre et la répartition des points d'essai;
- conditions d'essai à maintenir constantes, habituellement la vitesse (ou l'énergie hydraulique massique) et le nombre de Thoma (essais à σ_{pl} ou à σ supérieur);
- le nombre et le type de grandeurs d'essai à relever, et le mode d'enregistrement;
- les définitions, formules et procédures (voir 6.8.1 et Figure 63) à utiliser pour le calcul des résultats du modèle et/ou du prototype;
- des recommandations pour la présentation graphique des résultats.

Si nécessaire, on peut compléter le programme technique des essais de réception pour préciser et définir par exemple les points suivants:

- consistance et enchaînement des contrôles, étalonnages et essais à effectuer en présence des parties;
- enregistrements et/ou représentations graphiques des grandeurs d'essai à faire signer par les parties;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- nombre et définition des points d'essai devant faire l'objet d'un exemple de calcul détaillé et de l'évaluation des incertitudes dues aux erreurs systématiques et aléatoires pour la détermination des incertitudes totales;
- préparation d'un registre quotidien et d'un compte rendu final (voir 5.5.3.9).

5.5.3.3 Données nécessaires pour le calcul des résultats

Avant le début des essais préliminaires et/ou des essais de réception, il faut contrôler et entériner les données et les formules qui seront utilisées pour calculer les résultats du modèle et du prototype. Ces données sont:

- les aires des sections de mesurage haute et basse pression;
- les données de référence, géométriques et hydrauliques, du modèle et du prototype;
- les constantes et propriétés physiques applicables au modèle et au prototype;
- le couple de frottement du modèle (s'il n'est pas compensé automatiquement);
- les étalonnages de tous les instruments utilisés;
- le débit de fuite dans les labyrinthes, s'il doit être pris en compte (voir 5.1.3.4.3);
- la méthode de transposition du rendement.

Un exemple de calcul doit démontrer l'utilisation correcte de ces données et illustrer la méthode de calcul.

5.5.3.4 Signature et diffusion des relevés

Les relevés complets des grandeurs mesurées sur modèle et les relevés correspondants des zéros des instruments ou des lectures dans les conditions de référence, ainsi que les notes prises lors des inspections et des étalonnages, les lectures et les observations faites pendant les essais préliminaires et/ou les essais de réception doivent être certifiés et signés par les parties assistant aux essais et par le chef d'essai dès la fin de chaque phase; un jeu complet doit en être remis à chacune des parties.

5.5.3.5 Essais de performances

Il est recommandé de déterminer d'abord le point de meilleur rendement en régime non cavitant, soit η_{hMopt} (pour une pompe-turbine, dans les deux modes de fonctionnement); ceci servira de base pour calculer δ_{ref} (voir 6.8.2.1) et la majoration de rendement $\Delta\eta_{\mathrm{h}}$.

Au moins dans le domaine garanti, les essais de performances doivent être effectués à vitesse constante ou à hauteur d'essai constante. Pour le calcul des résultats d'essai (voir 6.8), il est préférable d'exécuter les essais à vitesse et température de l'eau constantes (si possible), de sorte que le nombre de Reynolds obtenu reste approximativement constant. Si, à cause des limitations du modèle et/ou de l'installation d'essai, on ne peut pas maintenir les conditions d'essai constantes, le paragraphe 6.8.2.1 explique comment traiter les résultats d'essai obtenus. Dans ce même paragraphe sont données quelques représentations graphiques types des résultats des essais de performances de différents types de machine (voir Figure 56 à Figure 62).

a) Machines à réaction: influence de la cavitation

Les essais de performances peuvent être effectués dans l'une des deux conditions suivantes:

– au nombre de Thoma d'installation $\sigma_{\mathrm{M}} = \sigma_{\mathrm{pl}}$

Dans ce cas, particulièrement pour les machines de grande vitesse spécifique, une cavitation pouvant affecter le rendement risque de se produire dans le domaine de rendement garanti. Il faut le vérifier en faisant varier σ dans les zones affectées comme le montre 5.5.3.6.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

– en régime non cavitant, $\sigma_M > \sigma_{pl}$

Ceci implique que le nombre de Thoma σ_M est suffisamment grand pour éviter toute cavitation. En conséquence, l'influence éventuelle de la cavitation sur les courbes de performances dans les conditions du site doit être examinée en faisant varier σ, comme expliqué en 5.5.3.6. Si ces essais font apparaître une influence dans le domaine garanti, la Figure 70 (voir 6.8.2.3.8) explique comment corriger la courbe de rendement mesurée à $\sigma_M > \sigma_{pl}$.

b) Turbines à action: influence du niveau de fuite

Pour les turbines à action, il est recommandé de rechercher le niveau du canal de fuite pour lequel les performances sont affectées. Ce contrôle doit être fait en faisant varier le niveau du canal de fuite pour des points de fonctionnement à pleine charge déterminés.

5.5.3.6 Essais de cavitation des machines à réaction

Des essais de cavitation, c'est-à-dire des variations systématiques du nombre de Thoma σ accompagnées de l'enregistrement des figures de cavitation, sont effectués en un certain nombre de points de fonctionnement. Les résultats sont généralement représentés comme le montrent la Figure 72 et la Figure 73. Pour des valeurs spécifiées de σ (par exemple à σ_{pl}), on peut établir dans quelle mesure la cavitation influe sur les performances (rendement, débit ou énergie hydraulique massique, puissance). C'est la seule façon de contrôler la marge entre les valeurs de σ correspondant aux conditions du site et la valeur σ_d à laquelle les performances sont ou commencent à être affectées par la cavitation (voir Figure 70).

Pour chaque variation de σ, il est important de s'assurer que les paramètres géométriques de réglage du modèle restent constants. On doit convenir si c'est le coefficient d'énergie (ou le facteur de vitesse) ou bien le coefficient de débit (ou le facteur de débit) qui doit être gardé constant.

Si le modèle est muni de hublots ou d'éléments transparents adéquats, on peut, pour des valeurs spécifiées de σ, observer les figures de cavitation dans la roue et/ou dans l'aspirateur (où par exemple on voit apparaître la torche des turbines Francis à charge partielle) en utilisant un éclairage stroboscopique. On peut aussi observer les figures de cavitation en introduisant un endoscope dans le modèle. Habituellement, ces figures de cavitation sont enregistrées par des croquis manuels, des photos ou des enregistrements vidéo.

Ces résultats des essais de cavitation peuvent aussi servir à noter d'autres phénomènes associés à la cavitation, tels que le bruit, les vibrations ou les fluctuations de pression.

En ce qui concerne les conséquences du non-respect de la similitude de Froude pour les grandes machines de faible énergie hydraulique massique, on se reportera à 5.3.5.2.3.

Les parties contractuelles doivent s'accorder sur les différents niveaux de référence et les valeurs correspondantes de σ_{pl} à utiliser (voir 5.3.5.2 et l'Annexe K), ainsi que sur la façon de prendre en compte l'influence éventuelle de la cavitation sur les performances lors de la transposition des résultats au prototype (voir 6.8.2.4.2).

5.5.3.7 Essais d'emballement

Les modalités des essais d'emballement dépendent de la conception du banc d'essai, de l'instrumentation et de la conception du modèle. Si le banc d'essai est équipé, ou peut l'être, d'un moteur d'entraînement compensant le couple de frottement dû aux paliers et joints d'arbre, il est généralement possible de garder $P_{mM} = 0$, et donc de déterminer directement des points de la caractéristique d'emballement. S'il est impossible de procéder ainsi, on peut déterminer cette caractéristique par extrapolation (voir un exemple Figure 76) ou par interpolation.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Dans la plupart des cas, l'énergie hydraulique massique est réduite, de façon à ne pas dépasser la vitesse maximale que peuvent supporter le modèle et/ou l'installation d'essai. L'influence des nombres de Reynolds et de Froude est considérée comme négligeable au voisinage de l'emballement.

Les essais d'emballement doivent être effectués en faisant suffisamment varier les paramètres géométriques de la machine modèle, de façon à couvrir la combinaison la plus défavorable de ces paramètres et toutes les conditions spécifiées. Pour les turbines à action (turbines Pelton) à plusieurs jets, il faut déterminer la vitesse maximale d'emballement stabilisé en tenant compte de la combinaison d'injecteurs en fonctionnement la plus défavorable.

Le Paragraphe 6.8.3.1 explique comment déterminer les caractéristiques d'emballement du modèle pour différents types de machine; la Figure 74 à la Figure 76 donnent quelques exemples de représentation graphique du facteur de vitesse d'emballement $n_{ED,R}$.

Pour les machines à réaction, il faut vérifier l'influence de la cavitation sur les caractéristiques d'emballement du modèle (voir 6.8.3.2). Il faut d'abord convenir de la valeur adéquate de σ_{pl}; elle doit correspondre aux conditions du site les plus défavorables qui puissent survenir durant l'emballement (souvent sous l'énergie hydraulique massique maximale). Il y a deux possibilités pour contrôler l'influence de la cavitation:

a) soit effectuer les essais d'emballement du modèle à un nombre de Thoma suffisamment grand, et ensuite contrôler l'influence de la cavitation en quelques points de fonctionnement critiques en faisant varier σ, c'est-à-dire tracer pour chacun de ces points les courbes $n_{ED,R}$ (σ) et $Q_{ED,R}$ (σ);

b) soit effectuer les essais d'emballement du modèle à $\sigma_M = \sigma_{pl}$ et à $\sigma_M > \sigma_{pl}$.

5.5.3.8 Essais relatifs aux données complémentaires

Les modalités d'exécution d'essai concernant par exemple:

- les fluctuations de pression;
- le couple sur les directrices;
- les caractéristiques de fonctionnement dans les quatre quadrants;
- les poussées axiale et radiale;

sont décrites à l'Article 7 qui donne les détails sur les divers aspects de ces essais complémentaires.

5.5.3.9 Registre journalier et compte rendu final des essais de réception

Un registre journalier doit rassembler quotidiennement:

- les noms des personnes participant aux essais;
- les activités qui se sont déroulées: contrôles, étalonnages, séries d'essais, discussions;
- les accords, décisions et questions pendantes se rapportant aux résultats d'essai;
- les modifications apportées au programme technique et/ou au planning des essais.

À la fin des essais de réception, un compte rendu final doit être établi, comportant au moins:

- le but des essais de réception;
- le lieu et la date des essais;
- les noms des personnes participantes;
- l'identification du modèle et/ou de ses composants;
- les commentaires et/ou les conclusions concernant:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

  - les inspections du banc d'essai, de l'instrumentation et du montage du modèle;
  - l'étalonnage des instruments;
  - exemple de calcul (le système d'acquisition des données);
  - le contrôle géométrique du modèle;
- l'examen des résultats et la comparaison avec les grandeurs garanties ou spécifiées concernant au moins:
  - les essais de performance;
  - les essais de cavitation;
  - les essais d'emballement;
- les conclusions obtenues:
  - les garanties et spécifications sont-elles respectées;
  - les résultats prévus par le programme technique et par la spécification technique des essais sur modèle sont-ils complets;
- les accords concernant:
  - des essais complémentaires éventuels;
  - la justification des résultats d'essai;
  - l'expédition ou le stockage du modèle.

5.5.4 Incidents et répétition des essais

5.5.4.1 Types d'incidents et leurs conséquences

Pendant les essais de réception, il peut se produire des incidents dus au modèle, au banc d'essai, à l'instrumentation ou au traitement des données; on peut citer:

a) défauts mécaniques du modèle:
   - les paliers ou les joints du modèle sont défectueux et modifient les pertes mécaniques par frottement. Il est alors nécessaire de prévoir le remplacement des paliers et/ou des joints, mais les pertes par frottement mécanique peuvent être différentes;
   - les jeux en fonctionnement et/ou les conditions d'étranglement dans les tuyauteries recueillant le débit de fuite se modifient, entraînant des variations des performances hydrauliques;
   - les directrices et/ou les pales de roue se désalignent, affectant les performances et/ou les figures de cavitation;
   - il survient des défauts mécaniques de la roue ou de tout autre composant du modèle.
b) défauts du banc d'essai ou de l'instrumentation:
   - il se produit des variations inhabituelles de la vitesse, de l'énergie hydraulique massique ou du débit dues à des défauts du système de contrôle-commande du banc ou au mauvais fonctionnement de certains composants;
   - il apparaît des fuites supplémentaires dues à l'ouverture d'une vanne ou à un défaut des tuyauteries de mesure;
   - il apparaît une dérive excessive entre les "zéros" des instruments relevés avant et après une série d'essais.
c) défauts dans le traitement des données:
   - un mauvais fonctionnement du système d'acquisition des données peut produire des résultats d'essai erronés;
   - des données de référence ou des étalonnages incorrects entraînent aussi des résultats d'essai erronés.

Le chef d'essai et toutes les parties concernées doivent étroitement contrôler la correction de tels défauts.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Dans les essais comparatifs, il faut veiller particulièrement à ce qu'aucune partie ne tire avantage des résultats obtenus jusque là. Les essais doivent être poursuivis dans les conditions où ils avaient commencé et sans modification du tracé hydraulique.

Après correction du défaut, il convient d'effectuer plusieurs essais préparatoires et/ou préliminaires pour s'assurer que le modèle se comporte exactement comme il le faisait avant l'apparition du défaut. S'il est prouvé que son fonctionnement a été modifié, il faut qu'un accord mutuel décide, soit:

- de garder la première série d'essais, et dans ce cas aucun essai ultérieur ne sera jugé nécessaire, ou bien;
- d'invalider la première série d'essais, et dans ce cas la série d'essais complète sera recommencée.

5.5.4.2 Modalités pour la répétition des essais

Toute partie a le droit d'exiger que les essais soient interrompus et/ou recommencés, pourvu que le chef d'essai estime valable la raison invoquée, par exemple:

- accord non satisfaisant entre les étalonnages avant et après essai;
- mauvais fonctionnement du banc d'essai, de l'instrumentation ou du système de traitement des données;
- défauts mécaniques du modèle;
- non-respect, sur un point important, du présent document, à moins qu'il en ait été décidé ainsi au préalable.

Dans un tel cas, la ou les autres parties et/ou le chef d'essai peuvent aussi demander que les essais soient recommencés. Il est recommandé qu'un accord écrit préalable fixe l'objet des essais à répéter, les étalonnages à renouveler et la responsabilité du coût de ces opérations.

Si on ne peut pas arriver à un accord pour décider comment ces essais répétés seront conduits ou qui est responsable du coût supplémentaire, la question doit être soumise à un arbitre indépendant acceptable par toutes les parties.

5.5.5 Rapport d'essai final

Après que tous les essais prévus par la spécification technique des essais sur modèle (voir 5.5.1.2) et par le programme technique (voir 5.5.3.2) auront été effectués, un rapport d'essai final doit être préparé conformément aux règles définies dans le présent document et signé par le chef d'essai. Les parties doivent convenir si elles auront à approuver un projet du rapport entier ou seulement de certains chapitres avant diffusion de la version définitive.

Le rapport final doit comprendre principalement les points suivants:

1) objet et but des essais, en se référant à la spécification technique des essais sur modèle comportant les garanties concernées et autres données contractuelles;
2) transcription de tous les accords et autres documents importants intéressant les essais;
3) personnel participant aux essais;
4) description de la machine modèle, accompagnée de plans montrant au moins la section principale du modèle et son montage général sur le banc d'essai;
5) description du banc d'essai et de l'appareillage de mesure, y compris les méthodes d'étalonnage et le traitement des données;
6) calcul des résultats d'essai sur modèle et transposition aux conditions contractuelles du modèle et/ou du prototype (y compris la prise en compte éventuelle des effets d'échelle);
7) données d'étalonnage et rapports d'inspection;
8) modalités d'exécution des différents types d'essai;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

9) journal relatant les activités concernant les essais spécifiés et le déroulement des différents essais;

10) enregistrements et feuilles de relevés des mesures et observations des différents essais, avec une représentation graphique des résultats. S'il y a un commun accord, certaines données peuvent être transférées sous forme électronique;

11) calcul des incertitudes de mesure sur la base des étalonnages, résultats et observations ultérieurs;

12) discussion et interprétation des résultats d'essai et comparaison avec les garanties et autres données contractuelles;

13) conclusions concernant le respect ou non des garanties et des exigences contractuelles et la réalisation complète des essais prévus par la spécification technique.

5.6 Introduction aux méthodes de mesure

5.6.1 Généralités

Il est reconnu qu'aucune grandeur physique ne peut être mesurée sans erreur. Par conséquent, le résultat d'une mesure est sans valeur s'il n'est pas accompagné par l'incertitude qui lui est associée, estimée avec un certain niveau de confiance. Des prescriptions générales pour l'analyse et la combinaison des incertitudes sont données en 6.9.

Les grandeurs qui doivent être mesurées lors d'un essai sur modèle pour vérifier les garanties principales de performances hydrauliques définies en 4.2 nécessitent un degré élevé d'exactitude. C'est pourquoi les prescriptions figurant dans l'Article 6 du présent document sont obligatoires pour que l'essai puisse être réputé conforme à ce document. Le paragraphe 5.6.2 donne des prescriptions sur la façon de calculer les grandeurs (puissance, rendement) qui sont dérivées des grandeurs de base (débit, énergie hydraulique massique, couple sur l'arbre, vitesse de rotation). Les grandeurs hydrauliques telles que le *NPSE* et σ liées à l'influence de la cavitation sur les performances hydrauliques sont déterminées à partir des mêmes mesures physiques, et donc avec la même exactitude, que les grandeurs de base ci-dessus.

Des grandeurs complémentaires sont déterminées essentiellement à titre indicatif, bien que certaines d'entre elles puissent avoir un intérêt contractuel (voir l'Article 7).

5.6.2 Mesures liées aux garanties principales de performances hydrauliques

5.6.2.1 Rendement hydraulique

L'essai de réception sur modèle d'une machine hydraulique, effectué conformément à ce document, vise à comparer les performances hydrauliques réalisées, qu'elles soient exprimées en tant que performances mesurées sur le modèle ou qu'elles soient transposées sous forme de performances du prototype, avec les garanties données par le fournisseur.

Comme il n'y a pas de corrélation entre les pertes mécaniques du modèle (puissance dissipée dans les paliers guides, butées et joints d'arbre) et celles du prototype, la comparaison doit porter sur la puissance mécanique de la roue P_m (voir 3.4.9.3) et le rendement hydraulique η_h (voir 3.4.10.1) et non sur la puissance mécanique de la machine P (voir 3.4.9.2) et son rendement η (voir 3.4.10.3).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Le rendement hydraulique est calculé à partir de la puissance mécanique P_m transmise au niveau de la fixation de la roue sur l'arbre et de la puissance hydraulique P_h échangée avec l'eau. Il est donné par:

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} \text{ pour une turbine}$$

et

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_m} \text{ pour une pompe}$$

Il faut noter que selon ces définitions, les pertes par frottement de disque et les pertes volumétriques (débits de fuite) sont considérées dans ce document comme des pertes hydrauliques, et donc qu'aucune correction n'est à effectuer.

Le principe de la méthode implique la mesure du débit Q, de l'énergie hydraulique massique E, du couple T et de la vitesse de rotation n.

La détermination directe du rendement hydraulique par la méthode thermodynamique n'est pas recommandée pour un essai de réception sur modèle.

5.6.2.2 Puissance hydraulique

La détermination de la puissance hydraulique nécessite de connaître l'énergie hydraulique massique de la machine et le débit-masse traversant la section de référence haute pression du modèle. La formule est:

$$P_h = E(\rho Q)_1$$

Toute injection ou tout soutirage d'eau se produisant dans le circuit entre la section de référence et la section de mesurage du débit doit être pris en compte. Lorsque c'est le débit-volume qui est mesuré, la valeur obtenue doit être associée à la valeur de la masse volumique de l'eau dans les conditions de pression et de température qui règnent dans la section de mesurage du débit.

Le paragraphe 5.7 explique comment déterminer les valeurs des grandeurs physiques telles que l'accélération locale due à la pesanteur, la masse volumique de l'eau, etc. soit par mesurage direct, soit à partir de formules ou de tables internationales reconnues. Les méthodes de mesurage du débit sont exposées en 6.2. Les méthodes de détermination de l'énergie hydraulique massique, à partir de mesures de pression conformes à 6.3 (ou éventuellement à partir de mesures de niveau d'eau conformes à 6.4) sont exposées en 6.5.

5.6.2.3 Puissance mécanique

Il n'est pas recommandé, pour des essais de réception sur modèle, de calculer la puissance mécanique à partir de mesures de la puissance électrique aux bornes du moteur ou du générateur et du rendement de celui-ci. La détermination de la puissance mécanique à la roue nécessite donc de connaître le couple appliqué à la roue et la vitesse de rotation:

$$P_m = 2\pi n T_m$$

Les méthodes de mesurage du couple sont exposées en 6.6. Celles de la vitesse de rotation le sont en 6.7.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.6.2.4 Calcul du rendement

À partir des définitions données dans les paragraphes précédents, le rendement hydraulique d'un modèle dans les conditions de fonctionnement qui existent pendant un point d'essai peut être calculé par:

$$\eta_h = \frac{2\pi n T_m}{E(\rho Q)_1} \text{ pour une turbine}$$

et

$$\eta_h = \frac{E(\rho Q)_1}{2\pi n T_m} \text{ pour une pompe}$$

Lorsque les garanties se réfèrent aux performances du prototype, le rendement hydraulique et la puissance mécanique à la roue du prototype doivent être déterminés à partir des grandeurs correspondantes du modèle en appliquant une formule de transposition comme expliqué en 6.8.2.4. Les pertes mécaniques du prototype doivent ensuite être prises en compte pour obtenir la puissance mécanique de la machine P (puissance fournie par l'arbre de la turbine ou absorbée par l'arbre de la pompe) et le rendement global de la machine hydraulique $\eta = \eta_h \cdot \eta_m$, appelé plus simplement "rendement" dans le présent document (voir 3.4.10.3).

5.6.3 Mesures liées à des données complémentaires

Outre la vérification des garanties principales de performances hydrauliques, les essais sur modèle peuvent servir à obtenir des données complémentaires (voir l'Article 7). Cela implique de mesurer les composantes stationnaires et/ou fluctuantes de diverses grandeurs hydrauliques ou mécaniques.

5.6.4 Acquisition et traitement des données

Quelle que soit la grandeur à mesurer, il faut apporter un soin particulier à la méthode utilisée pour moyenner un signal fluctuant afin d'obtenir la valeur moyenne vraie de la grandeur physique ainsi qu'à l'analyse de ce signal afin de caractériser la fréquence et l'amplitude des fluctuations. Les paragraphes 6.1 et 7.2.1 donnent les exigences imposées au système de mesure et pour le traitement des données pour l'obtention des grandeurs moyennes et fluctuantes respectivement.

5.7 Propriétés physiques

5.7.1 Généralités

Ce paragraphe définit les principales propriétés physiques nécessaires pour caractériser le comportement hydraulique des machines hydrauliques. Les termes et définitions relatifs à la plupart de ces grandeurs, ainsi que leurs symboles et unités, sont énumérés en 3.4.4.

Les formules que l'on peut utiliser dans un système de traitement des données pour calculer ces grandeurs sont présentées en 5.7.2, 5.7.3 et 5.7.4. Par commodité, des tables de valeurs numériques déduites de ces formules sont données à l'Annexe B.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.7.2 Accélération due à la pesanteur

L'accélération due à la pesanteur g (voir 3.4.4.1) est donnée en fonction de la latitude et de l'altitude:

$$g = 9{,}780\ 3\left(1 + 0{,}005\ 3 \sin^2 \varphi\right) - 3 \times 10^{-6} z \ \ \mathrm{m \cdot s^{-2}}$$

où

φ est la latitude en radians, et;

z est l'altitude en mètres.

Valeurs de g sont données au Tableau B.1 et sont représentées à la Figure 24.

La valeur normale internationale de l'accélération due à la pesanteur g_n est 9,806 65 m · s^{-2}.

Si on dispose de valeurs mesurées de g, on doit les utiliser. La valeur locale de g peut être mesurée, par exemple, par un pendule ou par chute libre (dans le vide).

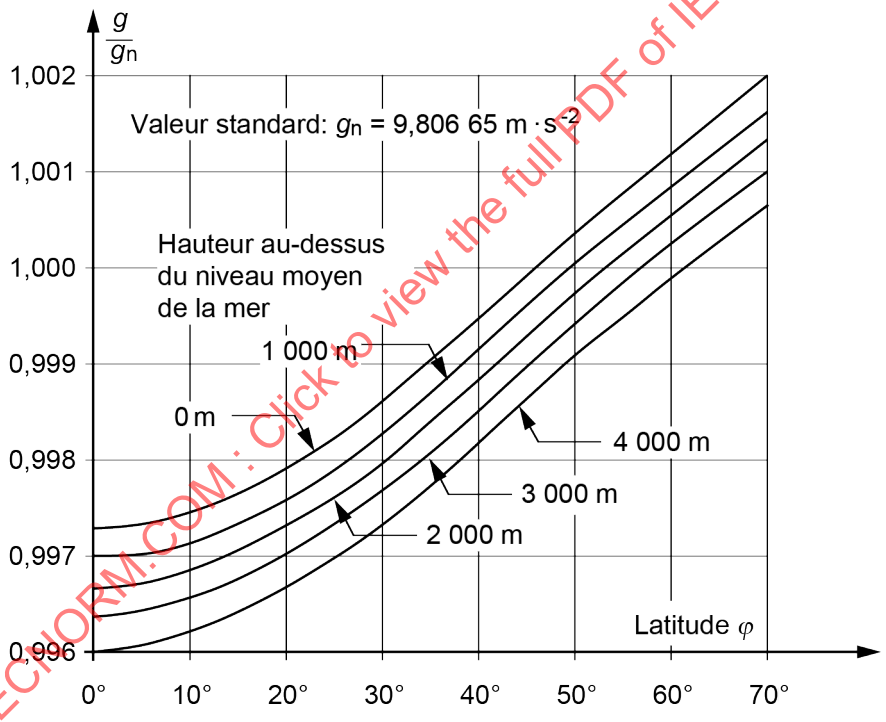


Figure 24 – Accélération due à la pesanteur g (m · s^{-2})

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.7.3 Propriétés physiques de l'eau

5.7.3.1 Masse volumique de l'eau

5.7.3.1.1 Utilisations de la masse volumique de l'eau

Dans les essais de machines hydrauliques, la masse volumique de l'eau, ρ (voir 3.4.4.3) doit être connue afin:

- de déterminer l'énergie hydraulique massique de la machine E à partir de mesures de pression (voir 3.4.7.1);
- de déterminer le débit-masse (ρQ) nécessaire au calcul de la puissance hydraulique (voir 3.4.9.1);

et éventuellement afin:

- de calculer la pression à partir de mesures faites avec un manomètre à colonnes d'eau (voir 6.3.4.2.1);
- de déterminer le débit lorsqu'on utilise la méthode par pesée soit pour les mesures elles-mêmes, soit pour un étalonnage (voir 6.2.4.1 et 6.2.4.2).

5.7.3.1.2 Masse volumique de l'eau utilisée

L'eau utilisée pour un essai sur modèle en laboratoire contient de petites quantités de substances dissoutes, selon les conditions hydrologiques locales. Sa masse volumique réelle ρ_{wa} est donc plus grande que celle de l'eau distillée ρ_{wd} (voir 5.7.3.1.3). Cependant, la valeur de ρ_{wa} dans l'installation d'essai ne diffère généralement que de moins de 0,05 % de la valeur pour l'eau distillée ρ_{wd}.

Dans le calcul du rendement hydraulique, cet écart devient négligeable si la détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine E repose essentiellement sur des mesures de pression. Dans la plupart des cas, il est donc suffisant et acceptable d'utiliser les valeurs de l'eau distillée.

Cependant, s'il est nécessaire de déterminer la masse volumique de l'eau réellement utilisée ρ_{wa}, plusieurs méthodes peuvent être appliquées:

- une méthode indirecte faisant appel à un manomètre étalonné relié à un niveau d'eau statique, comme le décrit le 6.3.5.2;
- des méthodes directes telles qu'un hydromètre de précision (par exemple un picnomètre ou une "bouteille de densité"), ou une méthode de poussée hydrostatique.

On peut admettre que le rapport des masses volumiques de l'eau utilisée et de l'eau distillée reste constant quelles que soient la pression et la température. Ainsi, si la masse volumique de l'eau utilisée a été mesurée dans certaines conditions c de pression et de température ($\rho_{wa,c}$), sa valeur dans des conditions quelconques peut être calculée par:

$$\rho_{wa} = \left(\frac{\rho_{wa,c}}{\rho_{wd,c}} \right) \rho_{wd}$$

où ρ_{wd} et $\rho_{wd,c}$ sont calculées conformément à 5.7.3.1.3.

5.7.3.1.3 Masse volumique de l'eau distillée

La formule ci-après pour la masse volumique ρ_{wd} de l'eau distillée en fonction de la température et de la pression a été établie par Herbst et Roegener [1][6] à partir de l'équation d'état empirique pour l'enthalpie libre de l'eau distillée. Pour déterminer les coefficients ci-dessous, tous les résultats d'essai de Kell et Whalley [2] et de Kell, McLaurin et Whalley [3] ont été pris en compte.

$$\rho_{wd} = 10^2 \left[\sum_{i=0}^{3} \sum_{j=0}^{3} R_{ij} \cdot \alpha^j \cdot \beta^{(i-1)} \right]^{-1}$$

où

6 Les chiffres entre crochets renvoient à la Bibliographie.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

$$\beta = \frac{1}{p^*}\left(p_{abs} + 200 \times 10^5\right)$$

$$\alpha = \frac{1}{\theta^*}(\theta - \theta_1)$$

avec

p^* =10^5 Pa;

θ^* =1 °C;

de 0 °C à 20 °C: θ_1 = 0 °C;

de 20 °C à 50 °C: θ_1 = 20 °C

Cette formule est valable dans un domaine de pression absolue de p_{abs} = 0 Pa à 150 × 10^5 Pa

Le Tableau 6 présente les coefficients R_{ij} ($m^3 \cdot kg^{-1}$).

Tableau 6 – Coefficients de la formule de Herbst et Roegener

***R*(*i*,*j*) dans le domaine de température de 0,0 °C à 20,0 °C**				
i	*j* = 0	*j* = 1	*j* = 2	*j* = 3
0	0,446 674 155 7 × 10^{-4}	−0,559 450 069 7 × 10^{-4}	0,340 259 195 5 × 10^{-5}	−0,413 634 518 7 × 10^{-7}
1	0,101 069 380 2	−0,151 370 926 3 × 10^{-4}	0,106 379 874 4 × 10^{-5}	−0,814 607 899 5 × 10^{-8}
2	−0,539 839 211 9 × 10^{-5}	0,467 275 668 5 × 10^{-7}	−0,119 476 536 1 × 10^{-8}	0,136 632 205 3 × 10^{-10}
3	0,778 011 812 1 × 10^{-9}	−0,161 939 132 2 × 10^{-10}	0,588 354 748 5 × 10^{-12}	−0,875 401 428 7 × 10^{-14}
***R*(*i*,*j*) dans le domaine de température de 20,0 °C à 50,0 °C**				
i	*j* = 0	*j* = 1	*j* = 2	*j* = 3
0	−0,441 035 565 0 × 10^{-4}	0,305 225 289 8 × 10^{-4}	0,920 784 842 7 × 10^{-6}	−0,259 043 119 8 × 10^{-7}
1	0,101 126 989 2	0,176 395 623 4 × 10^{-4}	0,575 034 004 4 × 10^{-6}	−0,192 376 997 8 × 10^{-8}
2	−0,483 244 116 3 × 10^{-5}	0,153 328 170 4 × 10^{-7}	−0,374 972 129 4 × 10^{-9}	0,132 280 418 0 × 10^{-11}
3	0,619 443 332 7 × 10^{-9}	−0,316 454 043 1 × 10^{-11}	0,631 138 912 3 × 10^{-13}	0,246 924 934 2 × 10^{-15}

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Au lieu de la formule de Herbst et Roegener [1], la formule de Borel et Lan [4] ou celle de Haar, Gallagher et Kell [5] peut aussi être utilisée pour les calculs sur ordinateur.

Tous ces auteurs ont pris pour base les valeurs expérimentales de [2] et [3]. Les valeurs données par ces diverses références sont dans la même gamme d'exactitude (±0,01 %) dans les domaines de température et de pression mentionnés ci-dessus.

Dans les applications numériques, on peut aussi utiliser l'équation empirique de Weber [6], plus simple, quelque peu transformée. Pour des températures jusqu'à 35 °C et des pressions jusqu'à 150 × 10^5 Pa, les valeurs obtenues sont dans la même gamme d'exactitude que ci-dessus:

Si V est le volume massique, en $m^3 \cdot kg^{-1}$:

$$V = \frac{1}{\rho} = V_0\left[(1 - Ap) + 8 \times 10^{-6}(\theta - B + Cp)^2 - 6 \times 10^{-8}(\theta - B + Cp)^3\right]$$

avec

$V_0 = 1 \times 10^{-3}\ m^3 \cdot kg^{-1}$

$p = p_{abs}$ (Pa)

θ = temperature (°C)

$A = 4{,}669\ 9 \times 10^{-10}$

$B = 4{,}0$

$C = 2{,}131\ 891\ 3 \times 10^{-7}$

Les valeurs de la masse volumique de l'eau distillée selon la formule de Herbst et Roegener [1] sont données au Tableau B.2 et représentées sur la Figure 25.

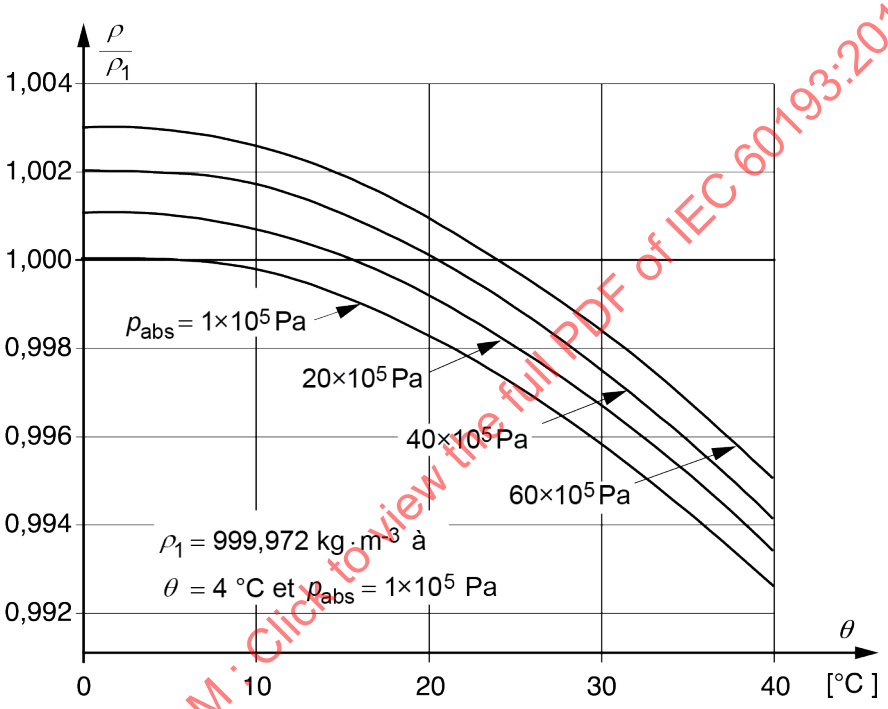


Figure 25 – Masse volumique de l'eau distillée ρ_{wd} (kg · m^{-3})

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.7.3.2 Caractéristiques de l'eau pendant les essais

5.7.3.2.1 Généralités

Comme il a été exposé en 5.1.2.3 et 5.3.6.2, il est utile, pour déterminer l'influence de la cavitation sur le fonctionnement de la machine, de connaître non seulement la pression et la température de l'eau qui traverse la machine, mais également d'autres caractéristiques propres à l'eau. Les éléments suivants influent sur la qualité de l'eau pendant les essais:

- **les germes** qui sont de petites bulles d'air ou de gaz d'un diamètre inférieur à 50 µm;
- **les germes critiques** qui sont des bulles de diamètres suffisamment grands pour exploser dans des conditions de l'essai;
- **la teneur en germes** (voir 5.1.2.3) donnée par le nombre de germes par unité de volume d'eau. La teneur en germes correspond approximativement à la teneur en gaz (ou air) occlus, exprimée en volume par unité de volume d'eau;
- **la teneur en gaz dissous** en termes de masse d'oxygène dissous par unité de volume d'eau (kg·m^{-3}).

Les états extrêmes dans lesquels peut se trouver l'eau sont:

- une eau complètement dégazée (teneur en germes et en gaz nulle);
- une eau complètement saturée (eau saturée en gaz dissous mais avec une faible teneur en germes);
- une eau de teneur en germes élevée par suite d'une injection artificielle, indépendamment de la teneur en gaz dissous.

Une valeur pour la teneur en germe requise ne peut pas être spécifiée car elle dépend de l'échelle du modèle, de l'énergie hydraulique massique de l'essai, des limites du banc d'essai et d'autres facteurs. Par conséquent, il n'est pas nécessaire que la teneur en germes soit mesurée si cette dernière n'influence pas la courbe de cavitation dans la plage de fonctionnement d'intérêt.

Dans tous les cas, il est recommandé que la teneur en oxygène dissous soit maintenue entre 3×10^{-3} kg·m^{-3} à 6×10^{-3} kg·m^{-3} pour effectuer des essais de cavitation dans de bonnes conditions. Cependant, cela pourrait limiter la valeur de la teneur en germes. Par conséquent, la valeur de l'énergie hydraulique massique de l'essai doit être assez élevée pour permettre l'activation d'un nombre suffisant de germes critiques.

Il est de plus recommandé d'effectuer les essais de cavitation avec les valeurs minimales d'énergie hydraulique massique indiquées dans le Tableau 7.

Tableau 7 – Énergie hydraulique massique minimale

Type de machine à réaction	Pompe-turbine	Francis à faible vitesse spécifique	Francis à vitesse spécifique élevée	Kaplan et hélice	Bulbe
Énergie hydraulique massique minimale d'essai (E)	300 J·kg^{-1}	300 J·kg^{-1}	200 J·kg^{-1}	50 J·kg^{-1}	30 J·kg^{-1} [a)]
[a)] Mais n'excédant pas la valeur de l'énergie hydraulique massique du prototype					

5.7.3.2.2 Détermination de la teneur de l'eau en germes et en gaz

5.7.3.2.2.1 Teneur de l'eau en germes

La détermination de la teneur de l'eau en germes requiert le mesurage du nombre et de la pression critique des germes. Les méthodes de mesurage et de contrôle/injection des germes sont décrites dans [7] et [8].

5.7.3.2.2.2 Teneur de l'eau en gaz

L'eau contient normalement des gaz sous forme dissoute ou non. Ces gaz peuvent être de l'air ou d'autres substances comme le dioxyde de carbone (CO_2).

a) Teneur en gaz dissous

La teneur maximale possible en gaz dissous dépend de la pression et de la température de l'eau et la teneur réelle doit être mesurée. Deux types de transducteurs sont couramment utilisés pour mesurer la teneur en oxygène dissous:

– un analyseur électrique où l'oxygène se diffuse à travers une membrane perméable;

– une sonde optique.

La méthode de Winkler, qui utilise l'iodométrie, peut aussi être utilisée. Elle est précise, mais son application est difficile.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

b) Teneur en gaz occlus

Un gaz entièrement dissous du côté haute pression d'une machine hydraulique peut être libéré lorsqu'il passe du côté haute pression au côté basse pression du circuit, modifiant ainsi le comportement de la machine. Pour cette raison, il convient que le banc d'essai soit dégazé avant les essais de cavitation. Bien qu'il n'y ait pas d'obligation de mesurer la teneur en gaz non dissous, une méthode pour cette mesure est décrite en [9].

Une sonde de mesure directe ou de prélèvement d'eau doit être installé dans un endroit où le débit n'est pas influencé par des cavités de gaz libre.

5.7.3.3 Viscosité cinématique

La viscosité cinématique ν (voir 3.4.4.6) de l'eau dépend de sa température θ et de sa pression absolue p_{abs}. Elle se déduit de la viscosité dynamique μ, propriété physique de base, par la relation $\nu = \mu / \rho$.

Une formule pour μ est donnée en [10].

Cependant, pour des raisons pratiques dans le domaine des machines hydrauliques, une valeur approchée de ν peut être calculée à l'aide de la formule suivante:

$$\nu = \mathrm{e}^{\left(-16{,}921+\frac{396{,}13}{107{,}41+\theta}\right)}$$

Si on utilise cette équation, l'écart moyen par rapport aux valeurs normalisées données en [11] est de ± 0,05 %, l'écart maximal étant de ± 0,09 %.

L'influence de la pression est négligeable: l'écart pour $p = 10 \times 10^5$ Pa par rapport à la pression de référence $p = 10^5$ Pa est d'environ −0,05 %.

Les valeurs de ν sont données au Tableau B.3.

5.7.3.4 Pression de vapeur

La pression de vapeur saturante p_{va} (voir 3.4.4.4) de l'eau peut se calculer entre les températures $\theta = 0$ °C et $\theta = 40$ °C par la formule empirique suivante:

$$p_{va} = 10^{\left(2{,}786\,2+0{,}031\,2\theta-0{,}000\,104\theta^2\right)}$$

L'erreur qui en résulte est inférieure à ±7 Pa. Les valeurs numériques de p_{va} sont données au Tableau B.4,voir [5].

Il faut prendre garde aux substances chimiques dissoutes dans l'eau qui peuvent influer sur sa pression de vapeur.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

5.7.4 Propriétés physiques de l'atmosphère

5.7.4.1 Masse volumique de l'air sec

La masse volumique de l'air ρ_a (voir 3.4.4.4) peut se calculer en fonction de sa pression absolue p_{abs} (voir 3.4.6.1) et de sa température θ par la formule suivante, conformément à l'ISO 2533:

$$\rho_a = \frac{3{,}483\ 7 \times 10^{-3} p_{abs}}{273{,}15 + \theta}$$

Les valeurs de ρ_a sont données au Tableau B.5.

L'influence de l'humidité sur la masse volumique de l'air est négligeable pour la détermination de *E*.

5.7.4.2 Pression ambiante

Normalement, la pression ambiante p_{amb} (voir 3.4.6.2) est la pression atmosphérique; elle est mesurée au laboratoire par un baromètre. Pour convertir les résultats d'essai aux conditions de fonctionnement du prototype sur le site (par exemple pour la détermination du *NPSE* où du σ sur site) la pression ambiante doit être calculée en utilisant l'atmosphère type définie dans l'ISO 2533.

En prenant le niveau de la mer comme valeur de référence de base, la pression ambiante peut être calculée par la formule approchée suivante, extraite de l'ISO 2533:

$$p_{amb} = 101\ 325\left(1 - 2{,}256 \times 10^{-5} z\right)^{5{,}256}$$

où

z est l'altitude (m).

L'erreur qui en résulte est inférieure à ±15 Pa. Les valeurs pour p_{amb} selon l'ISO 2533 sont données au Tableau B.6.

5.7.5 Masse volumique du mercure

La masse volumique du mercure ρ_{Hg} (voir 3.4.4.4) utilisé comme liquide manométrique peut se calculer, pour du mercure pur, par la formule suivante:

$$\rho_{Hg} = (13{,}595 - 2{,}46\theta)\left[1 + 3{,}85 \times 10^{-11}(p - p_0)\right]$$

où

p_0 = 101 325 Pa (pression atmosphérique normale au niveau de la mer)

Les valeurs de ρ_{Hg} sont données au Tableau B.7, voir [12].

Le mercure utilisé dans la pratique peut être souillé par des métaux dissous ou par d'autres matières. Pour assurer des mesures valables, le mercure doit être pur et propre.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6 Performances hydrauliques principales: méthodes de mesurage et résultats

6.1 Acquisition et traitement des données

6.1.1 Vue d'ensemble

L'acquisition et le traitement des données nécessitent la conversion d'un signal mesuré en unité physique appropriée par l'intermédiaire d'une chaîne de mesure composée de transducteurs, de multiplexeurs, de convertisseurs ou de conditionneurs, d'équipements de stockage des données et d'ordinateurs. Le résultat final est la représentation des paramètres sous une forme significative.

Les mesurandes sont des valeurs fluctuantes. Toutefois, pour la détermination des performances hydrauliques principales du modèle, ce sont leurs valeurs moyennes qui sont les plus intéressantes.

Pour la terminologie, voir 3.2

6.1.2 Spécifications générales

La sortie de la chaîne d'acquisition et du système de traitement des données doit être une image vraie du mesurande.

L'étalonnage de tous les appareils de mesure utilisés doit faire l'objet de procédures documentées. Pour établir la conformité aux spécifications de tous les équipements de mesure et des étalons, des enregistrements écrits doivent être disponibles.

Lorsque c'est approprié, il doit être possible de vérifier sur place, par des connections en parallèle, l'étalonnage de tous les instruments de la chaîne de mesure en utilisant une méthode primaire afin de vérifier que la réponse du système d'acquisition des données représente le mesurande dans les limites spécifiées. Ce qui signifie en général que l'on doit utiliser les mêmes trajets de signaux, logiciels et matériels pendant l'étalonnage et l'essai.

Pendant un essai de performance, les moyennes de toutes les grandeurs mesurées doivent être obtenues en utilisant des mesures réalisées sur le même intervalle de temps.

Une possibilité de vérification de la chaîne de mesure complète peut reposer sur une double instrumentation en parallèle. Il est aussi préférable d'avoir la possibilité de comparer les résultats du système d'acquisition des données et de l'appareil de référence y compris pendant le fonctionnement de la machine en essai.

6.1.3 Acquisition des données

6.1.3.1 Généralités

Le système d'acquisition des données peut être organisé de différentes manières (incluant des méthodes manuelles) selon le matériel disponible et les méthodes choisies pour obtenir les valeurs moyennes.

Divers arrangements possibles et exemples de systèmes d'acquisition des données sont présentés. On utilisera souvent une combinaison de ces différents systèmes.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.1.3.2 Système de multiplexage séquentiel

Dans le système de multiplexage séquentiel (Figure 26), les mesurandes sont obtenus à l'aide de multiplexeurs qui scrutent séquentiellement les canaux plusieurs fois sur une période de temps donnée.

La valeur moyenne de la grandeur mesurée est obtenue par un traitement ultérieur.

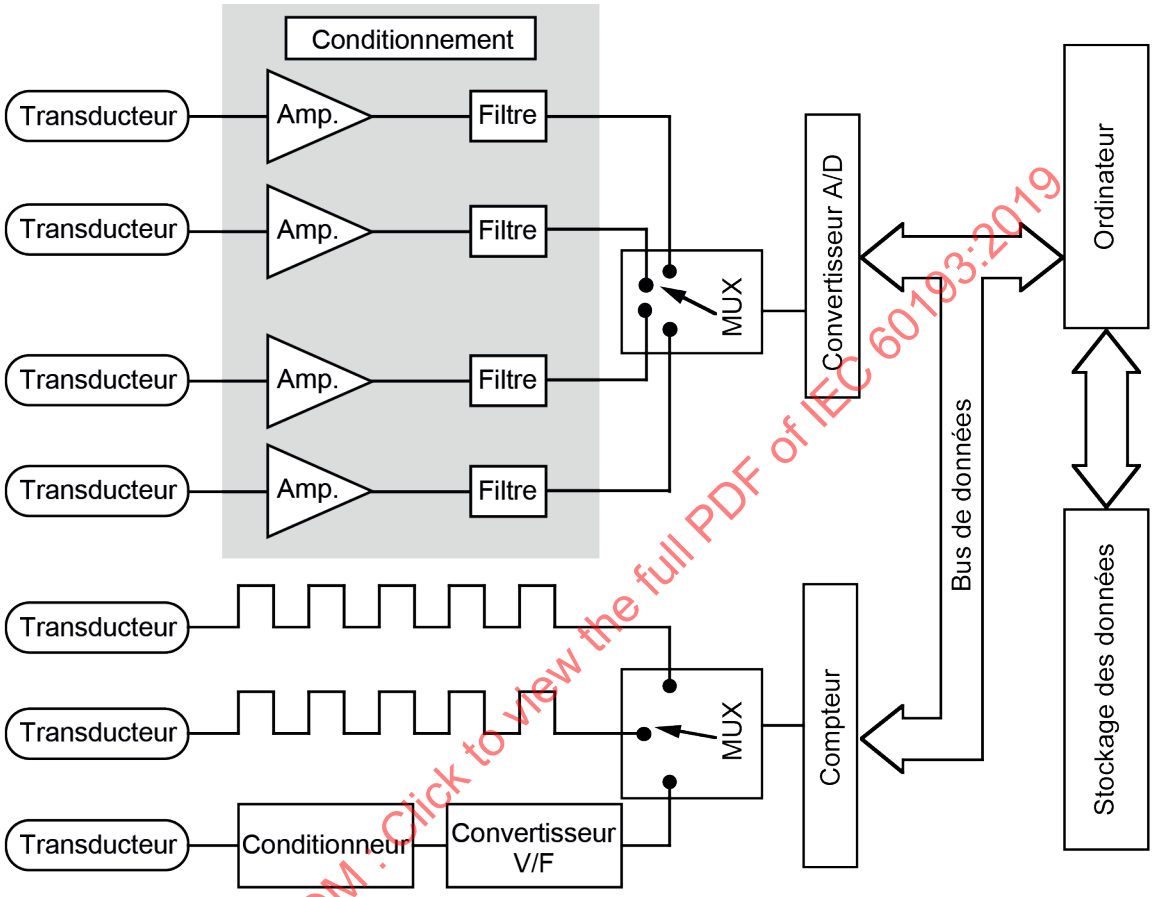


Figure 26 – Système d'acquisition par multiplexage séquentiel

6.1.3.3 Système de mesure parallèle

Dans un système fonctionnant en parallèle (Figure 27), les mesurandes sont obtenus par un ordinateur collectant directement les données délivrées par chaque canal. Cette approche autorise un enregistrement et un échantillonnage à grande vitesse de tous les canaux (voir 6.1.4.5).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

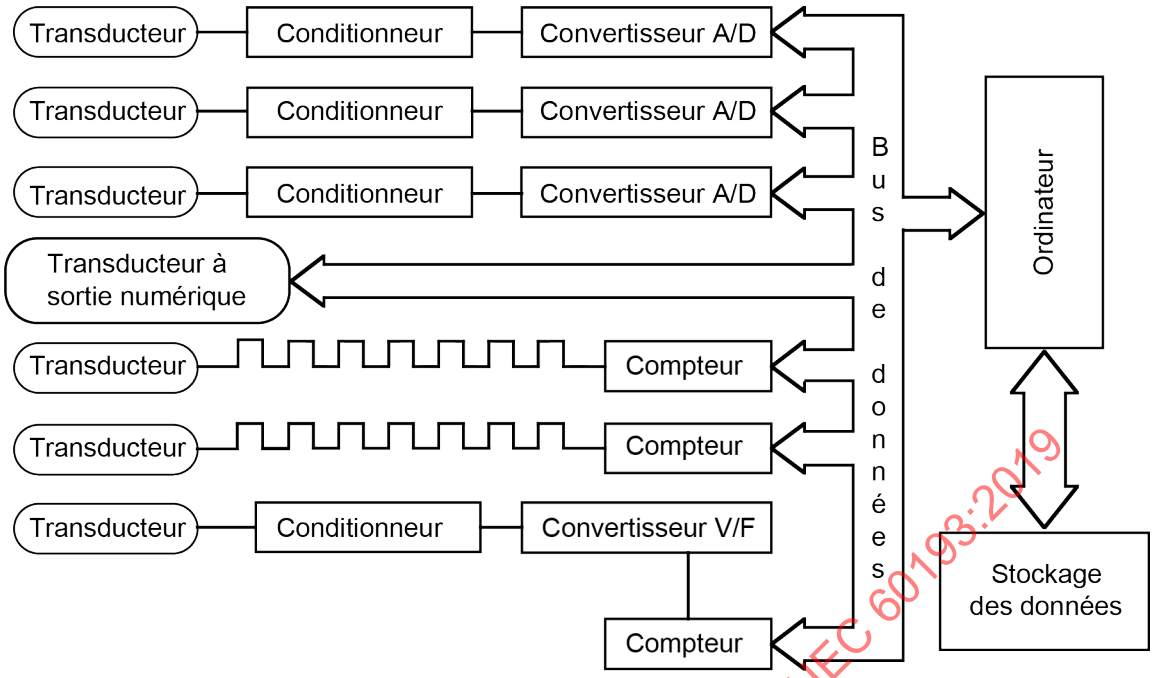


Figure 27 – Système d'acquisition par bus

6.1.4 Spécification des composants

6.1.4.1 Généralités

Les composants de la chaîne de mesure doivent pouvoir traiter la bande de fréquence intéressante.

Les composants utilisés pour transmettre au transducteur l'information relative au mesurande, par exemple les lignes de pression, peuvent avoir des effets indésirables et entraîner des erreurs de mesure.

Pour chacun des composants de la chaîne de mesure, on notera que toute variation de température de l'environnement est susceptible d'introduire des erreurs sur les mesures en dehors des limites spécifiées.

Les propriétés comme la linéarité et l'hystérésis doivent être établies pendant l'étalonnage.

6.1.4.2 Transducteur

Il est recommandé que les transducteurs utilisés pour la mesure des performances fonctionnent dans un environnement à température stable. Il convient qu'ils soient placés de manière à ne pas être soumis à des variations de température liées par exemple à une exposition directe au rayonnement solaire, à des radiateurs, au système de ventilation, etc.

Le comportement dynamique des grandeurs mesurées doit être connu, car les transducteurs doivent être utilisés dans la bande de fréquence pour laquelle ils ont été conçus.

Il y a lieu d'être prudent lorsque l'on utilise des transducteurs comportant soit des propriétés internes d'amortissement soit des temps de réponse réglables ou des transducteurs équipés d'éléments sensibles à très grande déflexion. Ces transducteurs peuvent entraîner des erreurs de mesure aussi bien sur les valeurs moyennes que sur les composantes fluctuantes.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.1.4.3 Câblage et connexion

Le trajet du signal entre transducteurs et amplificateurs doit être conçu pour minimiser les influences externes (par exemple des lignes électriques ou des variations de température). Blindage et mise à la terre doivent être convenables. Les connecteurs et les borniers doivent avoir des propriétés mécaniques et électriques stables et dignes de confiance.

Même si l'ensemble des précautions ci-dessus ont été prises, on prêtera aussi attention aux influences indésirables du réseau électrique sur le résultat des mesures.

6.1.4.4 Mise en forme du signal

6.1.4.4.1 Amplificateur

Pour exploiter la résolution des convertisseurs analogiques-numériques, la gamme des niveaux de sortie de l'amplificateur doit correspondre à la gamme d'entrée admis par le convertisseur.

L'amplificateur doit être placé aussi près que possible du transducteur pour minimiser les risques de parasitage dans les câbles.

Les signaux de sortie des transducteurs analogiques sont souvent amplifiés et filtrés dans une unité de mise en forme (conditionneur).

6.1.4.4.2 Filtres

Pour choisir les filtres, il convient de considérer avec attention les propriétés suivantes:

- signaux alternatifs: fréquence de coupure, atténuation (taux) et déphasage;
- signaux continus: décalage, dérive de température et linéarité.

Lorsqu'il est important d'avoir deux ou plusieurs mesures simultanées, il convient de prêter attention aux retards induits par les conditionneurs et les systèmes d'acquisition. Les filtres introduisent des retards (déphasage) qui dépendent du type de filtre et de la fréquence de coupure (Figure 28).

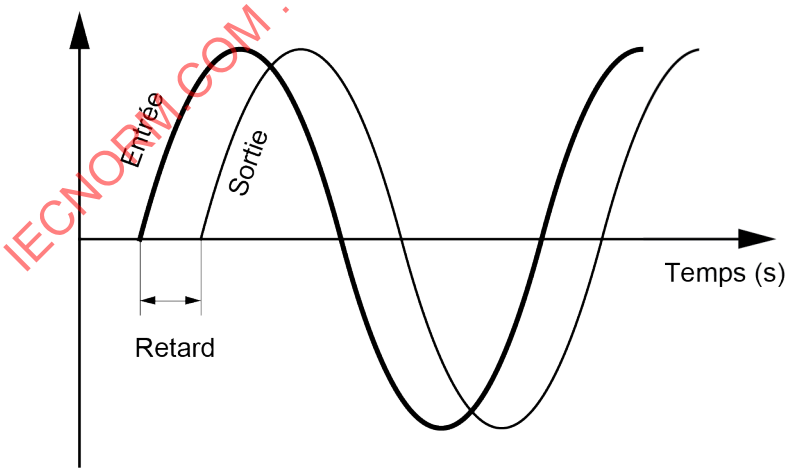


Figure 28 – Retard (déphasage)

La fréquence de coupure d'un filtre passe-bas doit être au maximum la moitié de la fréquence d'échantillonnage pour éviter les effets de repliement. Ceci est illustré dans la Figure 29. Toutefois, en pratique, une fréquence de coupure égale ou inférieure au tiers de la fréquence d'échantillonnage est utilisée.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

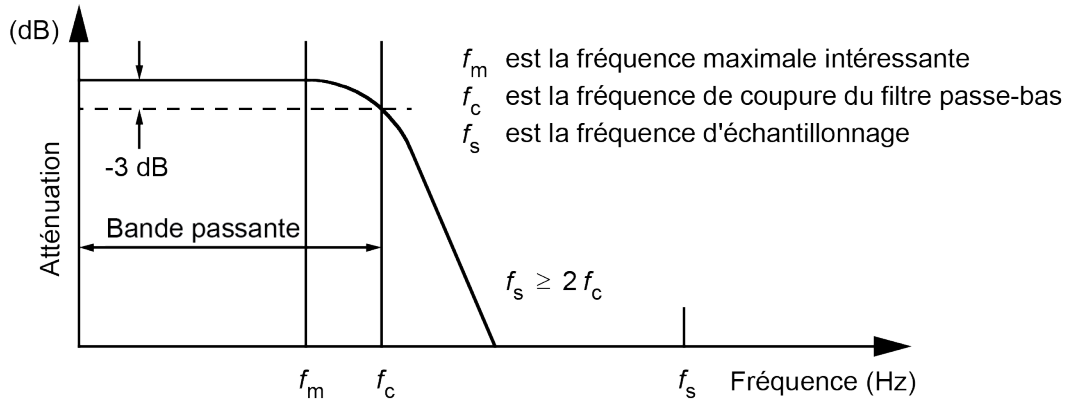


Figure 29 – Exemple des caractéristiques d'atténuation d'un filtre passe-bas

6.1.4.5 Multiplexeur

Le taux de commutation effectif du multiplexeur doit être comparé aux exigences liées à chacun des mesurandes. Puisque le convertisseur analogique-numérique échantillonne plusieurs canaux séquentiellement, la fréquence d'échantillonnage de chaque canal est réduite proportionnellement au nombre de canaux.

Le système de commutation est le plus souvent soit de type à relais soit de type statique. Les commutateurs à relais sont généralement plus précis que les commutateurs statiques, mais moins rapides. Lors de la commutation entre deux niveaux de tension, on doit prêter attention au risque d'interférences entre canaux voisins. Généralement, ces erreurs augmentent avec la fréquence de commutation.

6.1.4.6 Convertisseur analogique-numérique

Pour pouvoir lire un signal analogique continu à l'aide d'un ordinateur, il faut le convertir sous forme numérique.

Les paramètres importants de ces convertisseurs sont leur temps de conversion, leur résolution, leur précision, leur gamme d'entrée, leur dérive en température et leur linéarité.

La résolution de ces convertisseurs est définie par le nombre de bits utilisé pour décrire le signal analogique. Un convertisseur 3 bits divise la gamme en $2^3 - 1 = 7$ intervalles.

Pour des essais de performances, il convient que la résolution minimale soit de 14 bits. Pour des mesures dynamiques, une résolution plus faible peut être admise.

Pour obtenir des valeurs simultanées lors d'une conversion analogique-numérique, on peut utiliser un convertisseur par canal ou un appareil échantillonneur-bloqueur.

6.1.4.7 Ordinateur

Le superviseur dans la chaîne d'acquisition est l'ordinateur. Il doit gérer la configuration et la synchronisation de l'échantillonneur, la manipulation des données, les communications avec les périphériques, les calculs et la présentation des résultats.

Il est recommandé que l'interface de l'ordinateur ait un taux de transfert réglable (vitesse de transmission) lui permettant de communiquer avec différents systèmes sur le bus de transmission et de les commander.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.1.4.8 Traitement des données

Les tâches caractéristiques du logiciel sont:

- la commande du système d'acquisition;
- le calcul des coefficients d'étalonnage;
- la conversion des signaux en unités physiques;
- le calcul des moyennes et autres grandeurs statistiques;
- le calcul des données;
- l'évaluation des incertitudes dues aux erreurs aléatoires;
- la présentation des résultats;
- le stockage des données.

Lors d'un essai de réception des performances, les données brutes correspondant à chacun des paramètres doivent être disponibles de manière à pouvoir effectuer le calcul à la main et vérifier le logiciel de l'ordinateur.

Si possible, il convient que les grandeurs essentielles caractérisant les performances soient affichées en continu pendant l'essai, pour avoir une vue d'ensemble des performances du modèle lorsqu'il est connecté au système hydraulique.

Le nombre d'échantillons et la fréquence d'échantillonnage doivent refléter les caractéristiques de la chaîne de mesure pour fournir:

- une valeur moyenne exacte des mesures de performances;
- une détermination suffisante des grandeurs fluctuantes nécessaires.

6.1.5 Contrôle du système d'acquisition des données

6.1.5.1 Généralités

Les composants principaux de chaque chaîne de mesure doivent être représentés sous la forme d'un schéma complet. Ceci permettra aux diverses parties, si des problèmes spécifiques se présentent ou si des signaux fluctuants doivent être analysés de manière plus précise, de décider où les contrôles doivent être réalisés. La Figure 30 présente quelques chaînes de mesure caractéristiques et suggère des tests et des points de contrôle.

6.1.5.2 Transducteur à sortie analogique

Le point 1 de la Figure 30 est un point d'épreuve pour déterminer le comportement dynamique du mesurande.

Le fonctionnement correct du système de mise en forme du signal peut être vérifié en corrélant les signaux du point d'entrée A et du point de contrôle 3.

Le fonctionnement correct de l'amplificateur peut être vérifié en corrélant les signaux du point d'entrée A et du point de contrôle 2.

Le fonctionnement correct du filtre peut être vérifié en corrélant les signaux du point d'entrée B et du point de contrôle 3.

Pour vérifier le fonctionnement correct du multiplexeur et du convertisseur analogique-numérique, un signal de référence peut être appliqué en C et comparé à la sortie 5.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

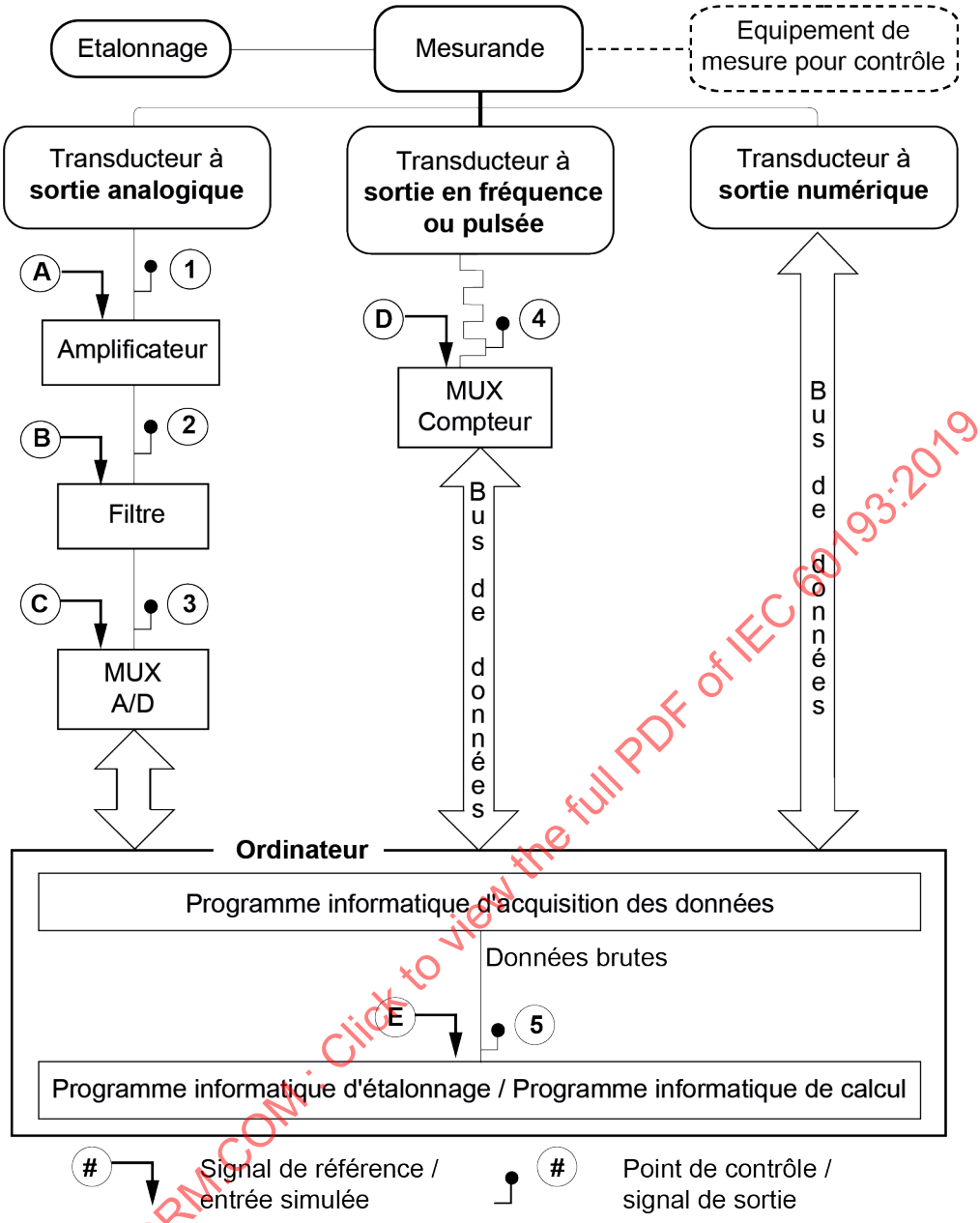


Figure 30 – Différentes chaînes de mesure et localisation de points de contrôle recommandés

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.1.5.3 Transducteur à sortie fréquence ou pulsée

La qualité du signal doit être contrôlée au point 4 pour vérifier le seuil de déclenchement du compteur. Un signal de référence peut être appliqué en D pour vérifier la base de temps du compteur.

6.1.5.4 Transducteur à sortie numérique

Le meilleur contrôle de ce type de transducteur et de sa chaîne de mesure est réalisé pendant l'étalonnage.

6.1.5.5 Contrôle des erreurs systématiques

Pour vérifier que le système de mise en forme du signal n'introduit pas d'erreur systématique, le signal de sortie peut être corrélé au signal d'entrée. Ce dernier peut être un signal de référence fourni par une source externe. Les points de contrôle sont indiqués dans la Figure 30, points A et 3.

6.1.5.6 Programme informatique

Le programme informatique pour l'acquisition et le traitement des données peut être vérifier à partir des données brutes lues au point 5, en effectuant un calcul manuel de contrôle pour comparer ces résultats à ceux du programme informatique.

L'algorithme de calcul des performances peut être vérifié en entrant en E des valeurs numériques devant fournir un résultat connu.

Il convient de prouver que les algorithmes utilisés lors des étalonnages de la chaîne de mesure et lors du calcul des performances sont équivalents.

6.2 Mesurage du débit

6.2.1 Généralités

Il convient autant que possible d'éviter toute fuite ou apport d'eau entre la machine et l'appareil de mesure du débit. Si cependant de tels débits auxiliaires existent, on doit les mesurer séparément.

Les méthodes pouvant être utilisées pour mesurer le débit lors d'un essai de réception sur modèle peuvent être classées en méthodes primaires et méthodes secondaires.

6.2.2 Choix de la méthode de mesurage

6.2.2.1 Méthodes primaires

Les méthodes primaires sont celles qui ne requièrent que le mesurage de grandeurs fondamentales: longueur, masse et temps. Dans le domaine d'application du présent document, les méthodes primaires utilisables sont:

- la méthode par pesée (voir 6.2.4.1);
- la méthode volumétrique (voir 6.2.4.2).

Ces méthodes sont les plus précises. Pour cette raison, et malgré certains inconvénients qui leur sont inhérents (encombrement de l'appareillage, durée du mesurage, etc.), toute installation d'essai sur modèle doit impérativement comporter la possibilité d'utiliser une de ces méthodes; cependant, par commodité d'emploi, elle est généralement complétée par une méthode secondaire.

6.2.2.2 Méthodes secondaires

De nombreuses autres méthodes (voir 6.2.5) reposant sur différents principes et à ce titre considérées comme des méthodes secondaires peuvent être utilisées pour mesurer le débit lors des essais sur modèle. Bien que certaines d'entre elles soient normalisées, la grande exactitude requise pour l'objet du présent document rend obligatoire d'étalonner l'appareillage de mesure *in situ* dans les conditions réelles d'essai à l'aide d'une des méthodes primaires ci-dessus. En conséquence et puisque la répétabilité est la qualité primordiale exigée d'un appareillage de mesure par une méthode secondaire, il n'est pas nécessaire que celui-ci réponde à toutes les exigences des normes afférentes.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Les dispositifs nécessaires à l'exécution périodique d'un tel étalonnage, sans avoir à démonter ou à modifier le circuit de mesurage, doivent être prévus dès la conception de l'installation d'essai.

Les principales méthodes secondaires de mesurage du débit sont:

- la méthode d'exploration du champ des vitesses au moyen de moulinets ou de tubes de Pitot et les méthodes par traceurs: en fait, ces méthodes sont très rarement employées pour les essais sur modèle, et il n'en sera pas fait mention dans les paragraphes qui suivent;
- les déversoirs en mince paroi et les appareils déprimogènes (diaphragmes, tuyères et tubes de Venturi); même lorsqu'ils sont conçus, installés et utilisés conformément aux normes ISO afférentes, l'emploi des coefficients de débit normalisés ne permet pas d'obtenir l'exactitude requise pour des essais sur modèle; leur étalonnage périodique *in situ* est donc obligatoire;
- divers types de débitmètres, tels que les débitmètres à turbine, électromagnétiques, acoustiques ou à vortex; ils conviennent tout particulièrement car ils permettent des mesures rapides, leur signal de sortie est facile à introduire dans un système d'acquisition des données et la plupart d'entre eux n'engendre que peu de perturbation dans le profil de l'écoulement. A l'heure actuelle, l'effet des conditions d'installation sur leur réponse n'est pas établi avec suffisamment d'exactitude pour des essais sur modèle. Leur étalonnage *in situ* est donc obligatoire et leur répétabilité dans tout le domaine des conditions d'écoulement susceptibles d'être rencontrées doit être contrôlée régulièrement.

6.2.3 Exactitude de mesure

6.2.3.1 Référence à des normes ISO

Une méthode de mesurage n'est décrite en détail dans les paragraphes suivants que s'il n'existe pas par ailleurs de procédure normalisée. Chaque fois que possible, il est fait référence à des normes existantes, en particulier à celles publiées par l'ISO, qui sont particulièrement adaptées aux exigences d'exactitude du présent document.

6.2.3.2 Evaluation de l'incertitude

Les valeurs numériques de l'incertitude de mesure indiquées dans les paragraphes qui suivent ne sont à utiliser qu'à titre indicatif. Elles ne sont valables que:

- dans les meilleures conditions de mesurage;
- si toutes les exigences spécifiées dans le présent document et dans les normes afférentes sont respectées;
- si l'essai et son analyse sont réalisés par du personnel qualifié et expérimenté.

Si ces conditions ne sont pas satisfaites, les erreurs systématiques aussi bien qu'aléatoires sur la mesure de débit peuvent se trouver accrues de façon imprévisible.

Dans chaque cas particulier, les valeurs réelles de l'incertitude due aux erreurs systématiques et aléatoires doivent être évaluées par l'utilisateur en tenant compte de l'ensemble du système de mesure et des conditions de fonctionnement de l'installation d'essai.

La méthode pour calculer l'incertitude totale par combinaison des composants d'erreurs systématiques et aléatoires dues aux sources individuelles d'erreur est expliquée en 6.9.2.3.4. Le résultat final est alors exprimé comme étant l'incertitude au niveau de confiance d'approximativement 95 %.

6.2.3.3 Stabilité de l'écoulement

Quelle que soit la méthode utilisée, une mesure de débit pour un essai de réception sur modèle n'est valable que si l'écoulement est permanent ou quasi permanent pendant chaque point.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Dans la plupart des cas, les méthodes primaires exigent une durée de mesure assez longue et ne fournissent qu'une valeur moyenne du débit pendant cette durée. Il est donc possible de mettre en évidence une variation du débit survenant entre deux points, mais non les fluctuations éventuelles (voir 5.4.3).

La plupart des méthodes secondaires citées en 6.2.2.2 fournissent des lectures quasi instantanées qui doivent être moyennées pour obtenir la valeur moyenne du débit pendant le point et qui peuvent être traitées graphiquement et statistiquement pour estimer la nature et l'importance des fluctuations de l'écoulement (voir 6.1 et 7.2.1). Ceci est une autre raison pour que toute installation d'essai soit pourvue d'une méthode de mesure de chaque type (primaire et secondaire).

6.2.4 Méthodes primaires

6.2.4.1 Méthode par pesée

6.2.4.1.1 Principe de la méthode

L'ISO 4185 donne toutes les exigences nécessaires concernant l'appareillage de mesure, la procédure et les méthodes de calcul du débit et des erreurs associées à la mesure.

Bien que l'ISO 4185 spécifie deux variantes, les méthodes "statique" et "dynamique", seule la méthode par pesée statique, qui consiste à dévier l'écoulement vers la bâche peseuse pendant une durée que l'on mesure puis à peser la quantité ainsi déviée, est recommandée dans le cadre du présent document.

La méthode par pesée, qui fournit seulement la valeur moyenne du débit pendant la durée nécessaire pour recueillir une quantité convenable d'eau, peut être considérée comme la plus précise des méthodes de mesure du débit.

Comme il est dit dans l'ISO 4185, l'étalonnage de la bascule doit être périodiquement contrôlé; ceci doit être fait au moins tous les deux ans pour une bascule mécanique ou pour une cellule électronique, mais ces périodicités peuvent être augmentées si un historique des étalonnages fait apparaître des résultats stables.

6.2.4.1.2 Incertitude de mesure

La méthode par pesée est affectée par les erreurs relatives à la pesée, au mesurage du temps de remplissage, à la détermination de la masse volumique compte tenu de la température du fluide et au mouvement du partiteur. En outre, on doit effectuer sur les lectures de la bascule une correction de poussée aérostatique, qui tient compte de la différence entre la poussée exercée par l'atmosphère sur le liquide à peser et celle exercée sur une masse égale de poids de référence durant l'étalonnage de la bascule.

Si l'installation est construite, entretenue et utilisée avec soin, on peut obtenir une incertitude due aux erreurs systématiques (au niveau de confiance de 95 %) sur la mesure du débit comprise entre ±0,1 % et ±0,2 %.

6.2.4.2 Méthode volumétrique

6.2.4.2.1 Principe de la méthode

L'ISO 8316 donne toutes les exigences nécessaires concernant l'appareillage de mesure, la procédure et les méthodes de calcul du débit et des erreurs associées à la mesure.

Bien que l'ISO 8316 spécifie deux variantes, les méthodes "statique" et "dynamique", seule la méthode de jaugeage statique est recommandée dans le cadre du présent document.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

La méthode volumétrique conduit à peu près à la même exactitude que la méthode par pesée; comme celle-ci, elle fournit seulement la valeur moyenne du débit pendant la durée nécessaire pour recueillir une quantité convenable d'eau.

Comme il est dit dans l'ISO 8316, l'étalonnage du réservoir volumétrique doit être périodiquement contrôlé; ceci doit être fait au moins tous les cinq ans pour un réservoir en béton ou tous les trois ans pour un réservoir métallique, mais ces périodicités peuvent être augmentées si un historique des étalonnages fait apparaître des résultats stables.

6.2.4.2.2 Incertitude de mesure

La méthode volumétrique est affectée par les erreurs relatives à l'étalonnage du réservoir, au mesurage des niveaux, à celui du temps de remplissage et au mouvement du partiteur. En outre, il faut contrôler l'étanchéité du réservoir et appliquer si nécessaire une correction de fuite.

Si l'installation est construite, entretenue et utilisée avec soin, on convient qu'une incertitude due aux erreurs systématiques (au niveau de confiance de 95 %) comprise entre ±0,1 % et ±0,2 % puisse être atteinte.

6.2.5 Méthodes secondaires

6.2.5.1 Exigences générales

Différents types de débitmètres peuvent être utilisés, après accord, aux conditions suivantes:

- l'appareil choisi doit être de la meilleure qualité disponible, en particulier quant à sa répétabilité et sa sensibilité aux grandeurs d'influence (température ambiante, fréquence et tension de l'alimentation électrique, etc.);
- le débitmètre et le système de mesure associé doivent être étalonnés par une méthode primaire dans les conditions réelles de fonctionnement (voir 5.5.2.4 et 6.2.5.8);
- la répétabilité de la mesure doit être contrôlée dans toute l'étendue des débits à mesurer.

Bien qu'il ne soit pas obligatoire de les appliquer, les normes afférentes et les instructions du fabricant donnent des conseils utiles pour les meilleures conditions d'installation et de mesurage.

Les types de débitmètres utilisés le plus fréquemment sont décrits de 6.2.5.2 à 6.2.5.7.

6.2.5.2 Déversoirs

Dans le domaine d'application du présent document, on ne peut employer que les déversoirs rectangulaires ou triangulaires en mince paroi à arêtes vives.

Pour la conception du déversoir, son installation et les conditions de mesurage de la hauteur de lame, il convient de se référer à l'ISO 1438; cependant, les coefficients de débit normalisés ne permettent pas d'obtenir l'exactitude requise (voir 6.2.2.2). En outre, les déversoirs sont très sensibles à toute modification de la répartition des vitesses d'approche ou de l'état de la plaque (rugosité de la face amont, propreté et acuité de l'arête, etc.).

Le déversoir est ordinairement disposé du côté basse pression de la machine et l'on doit veiller à ce qu'un écoulement régulier (exempt de tourbillons, de perturbations superficielles ou d'une quantité notable d'air entraîné) existe dans le canal d'approche.

Lorsque le déversoir est situé à la sortie de la machine en essais, on doit laisser, entre la sortie de cette machine ou de la conduite de refoulement et le déversoir, une distance suffisante pour que le dégagement des bulles d'air soit terminé avant que l'écoulement atteigne le déversoir. Des panneaux et écrans stabilisateurs doivent être utilisés si nécessaire pour obtenir une

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

répartition uniforme des vitesses dans toute la section transversale. Une surface perturbée, des contre-courants noyés ou encore toute dissymétrie quelle qu'elle soit doivent être corrigés par des écrans appropriés.

6.2.5.3 Appareils déprimogènes

On peut utiliser des diaphragmes, tuyères ou tubes de Venturi pour mesurer le débit dans les installations d'essai sur modèle, particulièrement dans celles fonctionnant en circuit fermé sans plan d'eau libre.

Pour la conception de l'appareil déprimogène, y compris ses prises de pression, son installation et les conditions de fonctionnement, on se référera à l'ISO 5167-1; cependant, les coefficients de débit normalisés ne permettent pas d'obtenir l'exactitude requise dans le présent document (voir 6.2.2.2). D'autres types d'appareils déprimogènes que ceux décrits dans l'ISO 5167-1 peuvent aussi être utilisés.

Les appareils déprimogènes présentent une grande fiabilité, mais ils sont très sensibles au profil de l'écoulement et ils créent une perte de pression importante, surtout les diaphragmes et les tuyères.

La pression différentielle engendrée par l'appareil doit être mesurée conformément à 6.3.4.

Les lignes de raccordement entre l'élément primaire et le manomètre doivent être conformes à l'ISO 2186.

Il convient d'éviter tout développement de cavitation.

6.2.5.4 Débitmètres à turbine

Les débitmètres à turbine, qui comportent généralement un tranquilliseur, ne requièrent que des longueurs droites amont et aval minimales et n'engendrent que de très faibles perturbations de l'écoulement, mais ils créent une perte de pression assez élevée. Le signal de sortie, qui est une mesure de fréquence, est facile à traiter sans perdre de précision. Il faut veiller à maintenir les paliers en bon état et à garder propres les pales de la turbine. L'étalonnage doit être vérifié au moins après chaque opération d'entretien.

De la cavitation pouvant se produire sur les pales de la turbine lorsque la pression est basse, l'étalonnage doit être vérifié à la pression minimale pouvant être rencontrée en cours d'essai (voir 6.2.5.8).

6.2.5.5 Débitmètres électromagnétiques

Les débitmètres électromagnétiques font l'objet de l'ISO 6817 et de l'ISO 9104.

Les principaux avantages des débitmètres électromagnétiques sont de n'engendrer ni perturbation de l'écoulement ni perte de pression et de ne pas être très sensibles à l'usure. Ils fournissent une lecture instantanée du débit et conviennent donc particulièrement pour observer les fluctuations de débit. Il faut veiller à détecter toute dérive dans le circuit électronique et dans l'état de surface des électrodes. L'étalonnage doit être vérifié au moins après chaque opération d'entretien.

6.2.5.6 Débitmètres acoustiques

Il existe plusieurs méthodes acoustiques de mesurage du débit. En l'état actuel des connaissances, la méthode à préférer dans le domaine du présent document est celle qui repose sur le mesurage du temps de parcours d'impulsions acoustiques envoyées vers l'amont ou vers l'aval, avec de préférence plusieurs trajets parallèles.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Le système d'acquisition et de traitement des données doit permettre de démontrer que l'équipement fonctionne correctement (mesure séparée de la vitesse moyenne le long de chaque trajet, vérification de la vitesse du son, contrôle de la proportion d'impulsions perdues, etc.).

On trouvera plus de détails sur cette méthode dans l'IEC 60041:1991.

On peut aussi utiliser d'autres types de débitmètres acoustiques basés, par exemple, sur la mesure de la réfraction d'un faisceau acoustique par la vitesse du fluide, ou sur l'inter-corrélation de signaux acoustiques émis dans deux sections droites.

Les débitmètres acoustiques ont l'avantage de n'introduire ni perturbation de l'écoulement, ni perte de pression, mais ils sont assez sensibles à la répartition des vitesses et à la présence de bulles de gaz ou de bruit acoustique. Leur sensibilité à la turbulence et l'échantillonnage plus ou moins limité des vitesses locales instantanées ne permettent pas d'utiliser des lectures successives pour évaluer le niveau des fluctuations de débit.

6.2.5.7 Débitmètres à vortex

Le principe des débitmètres à vortex repose sur le mesurage de la fréquence de décollement de tourbillons engendrés par un obstacle inséré dans l'écoulement, cette fréquence étant proportionnelle à la vitesse moyenne dans une certaine gamme de nombres de Reynolds.

Bien que de nombreux appareils de ce type soient disponibles, l'expérience que l'on a de cette méthode de mesurage du débit reste limitée, et elle ne devrait être employée qu'avec précaution. Par exemple, toute vibration de la conduite est susceptible d'altérer la fréquence mesurée et doit donc être évitée.

En raison du risque de cavitation sur l'obstacle du débitmètre à vortex, l'étalonnage doit être vérifié à la pression minimale pouvant être rencontrée en cours d'essai (voir 6.2.5.8).

6.2.5.8 Procédure d'étalonnage

Comme il est dit précédemment, tout appareil utilisé pour une mesure de débit par une méthode secondaire doit être étalonné par rapport à l'une des méthodes primaires décrites en 6.2.4. L'étalonnage doit être réalisé sans démonter le débitmètre du circuit d'essai ni modifier les conditions d'écoulement à l'entrée du débitmètre.

L'étalonnage doit porter sur l'ensemble du débitmètre et de la chaîne de mesure associée: par exemple un diaphragme, les tuyauteries de liaison, le transducteur de pression, son alimentation électrique et le système d'acquisition de données.

Normalement, il convient que l'étalonnage soit effectué dans les conditions réelles de fonctionnement (pression, température, qualité de l'eau, etc.) qui règnent lors des essais. S'il apparaissait que la pression rencontrée pendant les essais soit inférieure à la pression minimale pouvant être obtenue dans le circuit ouvert utilisé pour l'étalonnage, il faudrait alors démontrer que l'étalonnage du débitmètre n'est pas affecté par la cavitation à cette pression réduite. Ceci peut être réalisé en utilisant deux débitmètres secondaires montés en série, l'un d'eux n'étant pas sensible aux effets de la cavitation. Il n'est pas permis de mesurer un débit au moyen d'un débitmètre affecté par la cavitation, même étalonné dans les mêmes conditions de fonctionnement, car les phénomènes en jeu ne sont pas suffisamment reproductibles.

Tout étalonnage doit comporter suffisamment de points de mesure régulièrement répartis dans toute l'étendue des débits à mesurer pendant les essais pour permettre une évaluation précise de leur dispersion.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Dans la plupart des cas, le résultat d'un étalonnage peut s'écrire, au moins dans le domaine d'emploi, sous la forme:

$$Q = CR^{\alpha}$$

où

R est le signal de sortie délivré par le débitmètre secondaire;

α est un exposant connu par des considérations théoriques (α = 1 si *R* est la fréquence d'un débitmètre à turbine, α = 1/2 si *R* est la pression différentielle d'un tube de Venturi, α = 3/2 si *R* est la hauteur de lame d'un déversoir rectangulaire, etc.)

C est un coefficient de débit qui peut être constant ou variable dans l'étendue de mesure.

Il est alors possible de porter le coefficient de débit en fonction du débit indiqué par la méthode primaire, ou mieux, en fonction du paramètre adimensionnel approprié au type de débitmètre (nombre de Reynolds pour les débitmètres en conduite fermée, nombre de Froude pour les déversoirs).

Dans tous les cas, il est recommandé de déterminer la courbe la mieux adaptée (souvent une droite) à travers les points de mesure par une méthode de régression comme la méthode des moindres carrés. On trouvera tous conseils pour établir cette courbe d'étalonnage et évaluer l'incertitude associée dans la série ISO 7066 (voir aussi l'Annexe G).

Il convient d'étalonner le débitmètre secondaire avant et après l'essai (voir 5.5.1.6). On peut convenir que l'écart relatif $2(Q_1 - Q_2) / (Q_1 + Q_2)$ entre deux étalonnages doit être inférieur à une certaine valeur admissible fixée avant l'essai (par exemple 0,1 %), Q_1 et Q_2 étant les indications du débitmètre secondaire délivrées avant et après l'essai pour le même débit donné par la méthode primaire.

S'il apparaît une différence significative entre deux étalonnages, le débitmètre et la chaîne de mesure associée doivent être soigneusement inspectés pour trouver la raison de cet écart et l'essai peut éventuellement être rejeté. Il convient de disposer de l'historique des étalonnages du débitmètre afin d'analyser ces résultats: lorsqu'il n'apparaît pas de tendance systématique, la moyenne de toutes les valeurs relevées peut constituer une meilleure approximation de la valeur vraie que la moyenne des deux valeurs obtenues avant et après l'essai.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.3 Mesurage de la pression

6.3.1 Généralités

Le présent paragraphe ne traite que du mesurage de la valeur moyenne temporelle de la pression, tandis que le mesurage des fluctuations de pression est décrit en 7.2.2. Les mesures de pression dans les machines hydrauliques sont faites en vue de déterminer:

a) des grandeurs liées aux performances hydrauliques, comme
   - l'énergie hydraulique massique *E* (voir 6.5.2 et 6.5.3);
   - l'énergie massique nette à l'aspiration *NPSE* (voir 6.5.4);

b) des pressions effectives ou des pressions différentielles en certains endroits particuliers du circuit hydraulique du modèle à différentes fins: par exemple pour mesurer le débit à l'aide d'appareils déprimogènes (voir 6.2.5.3) ou pour obtenir des informations sur:

- la pression locale;
- la répartition des pressions;
- les essais indiciels (valeurs à convertir aux conditions sur site).

La pression *p* est mesurée en tant que pression effective en un point ou en tant que pression différentielle, dans des conditions établies.

6.3.2 Choix de la section de mesure de la pression

Une attention particulière doit être apportée à l'emplacement des sections de mesure; normalement, elles coïncident avec les sections de référence. L'écoulement doit être aussi peu perturbé que possible. Normalement, il convient que les sections de référence haute et basse pression, 1 et 2, spécifiées dans le contrat, remplissent ces conditions. Cependant, dans des cas exceptionnels où la répartition des vitesses dans la section de référence est notablement irrégulière, il est souhaitable de remplacer cette section, lorsque cela est possible, par une autre section de mesure aussi proche que possible de la section de référence et présentant des meilleures conditions d'écoulement.

Il convient que le plan de la section de mesure soit de préférence normal à la direction moyenne de l'écoulement. Son aire transversale, qui est nécessaire au calcul de la vitesse moyenne de l'eau, doit être facilement mesurable.

Il est préférable que la section de mesure soit aménagée dans un tronçon de conduite rectiligne mais pouvant être légèrement convergent ou divergent.

6.3.3 Prises de pression et lignes de raccordement

6.3.3.1 Nombre et emplacement des prises de pression

D'une manière générale, quelle que soit la forme de la section, au moins deux paires de prises de pression opposées doivent être utilisées (quatre prises de pression). Dans le cas de sections circulaires, les quatre prises de pression doivent être installées sur deux diamètres perpendiculaires. Il est recommandé de ne pas placer les prises de pression au point haut de la section de mesure ni à son voisinage, afin d'éviter les poches d'air, ni au point bas ou à son voisinage, à cause du risque d'obstruction des prises par des dépôts solides.

Dans le cas de sections non circulaires (le plus souvent rectangulaires), il convient d'éviter de placer les prises près des coins. Si des prises doivent être installées au plafond ou au radier d'une section, un soin spécial doit être apporté pour éviter des perturbations dues à l'air ou aux dépôts.

Si les conditions d'écoulement sont perturbées ou dissymétriques, on doit utiliser plus de quatre prises de pression.

Les mesures de pression moyenne de chaque prise de pression autour de la section de mesure ne doivent pas différer les unes des autres de plus de 0,5 % de l'énergie hydraulique massique de la machine, ou, pour les machines de basse chute, de plus de 20 % de l'énergie cinétique massique calculée à partir de la vitesse moyenne dans la section de mesure (voir 6.5.2.4), ces deux valeurs se référant à un fonctionnement voisin du point de meilleur rendement.

Si cette condition n'est pas satisfaite, il faut s'efforcer de parvenir à un accord soit

- pour choisir un autre emplacement; ou
- pour évaluer la répartition de l'énergie cinétique massique dans la section de mesure conformément à 6.5.2.4; ou
- pour accepter cet écart, en ajoutant alors arithmétiquement une incertitude supplémentaire à l'incertitude de mesure sur l'énergie hydraulique massique *E* (voir 6.5.2.5 et H.3.4).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.3.3.2 Conception des prises de pression

Les prises de pression doivent être aménagées dans des bossages en matériau inoxydable. La Figure 31 montre des bossages typiques qui doivent être installés au ras de la paroi de la conduite.

L'alésage cylindrique de la prise de pression doit avoir de 2 mm à 4 mm de diamètre et une longueur ℓ minimale d'au moins deux fois le diamètre. Il doit être perpendiculaire à la paroi de la conduite et exempt de bavures et d'irrégularités qui pourraient causer des perturbations locales. Les bords des ouvertures doivent être à arête vive ou arrondis avec un rayon de raccordement à la conduite $r \leq d/4$. La seule utilité de ce rayon est d'éliminer toutes bavures éventuelles.

La surface de la conduite doit être lisse et ne pas présenter de courbure dans la direction de l'écoulement au voisinage de l'alésage sur au moins 100 mm à l'amont et à l'aval.

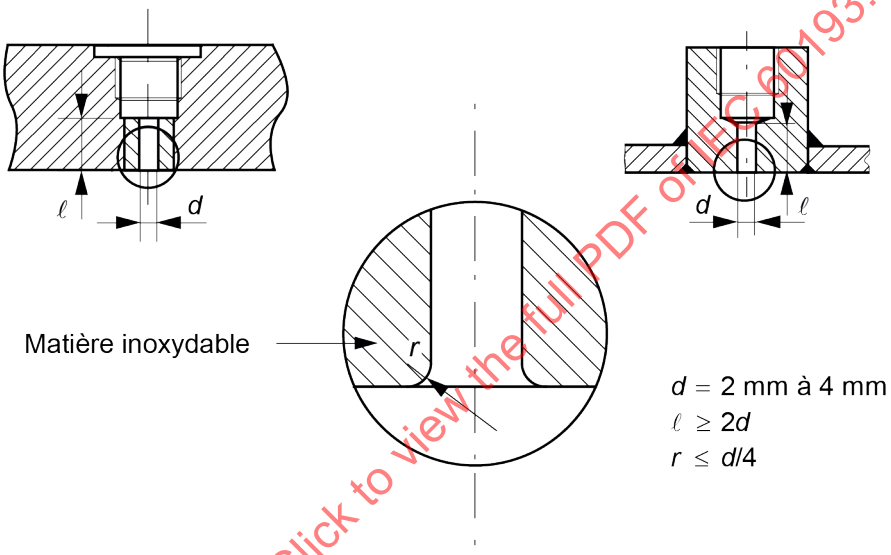


Figure 31 – Exemples de prises de pression

6.3.3.3 Lignes de pression

Les prises de pression peuvent être raccordées entre elles (Figure 32), mais chaque prise doit être pourvue d'une vanne individuelle pour pouvoir être lue séparément. Le diamètre de la ligne de raccordement doit être au moins le double de celui de la prise et au moins égal à 6 mm. Le diamètre du collecteur (ou du collecteur annulaire, Figure 32 b)) doit être d'au moins trois fois le diamètre de la prise. Il convient que les lignes de raccordement aient, si possible, la même longueur, et montent jusqu'au manomètre sans points hauts intermédiaires où de l'air pourrait être emprisonné. Des vannes munies d'un pot de dégazage doivent être prévues à tous les points hauts pour purger l'air. Du tuyau plastique transparent est disponible pour une grande gamme de pressions et est utile pour déceler la présence de bulles d'air. Cependant, lorsqu'on s'intéresse aux fluctuations de pression, il faut tenir compte de l'amortissement inhérent aux tuyaux plastiques (voir 6.3.3.4). Aucune fuite ne doit être admise dans les lignes de raccordement.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

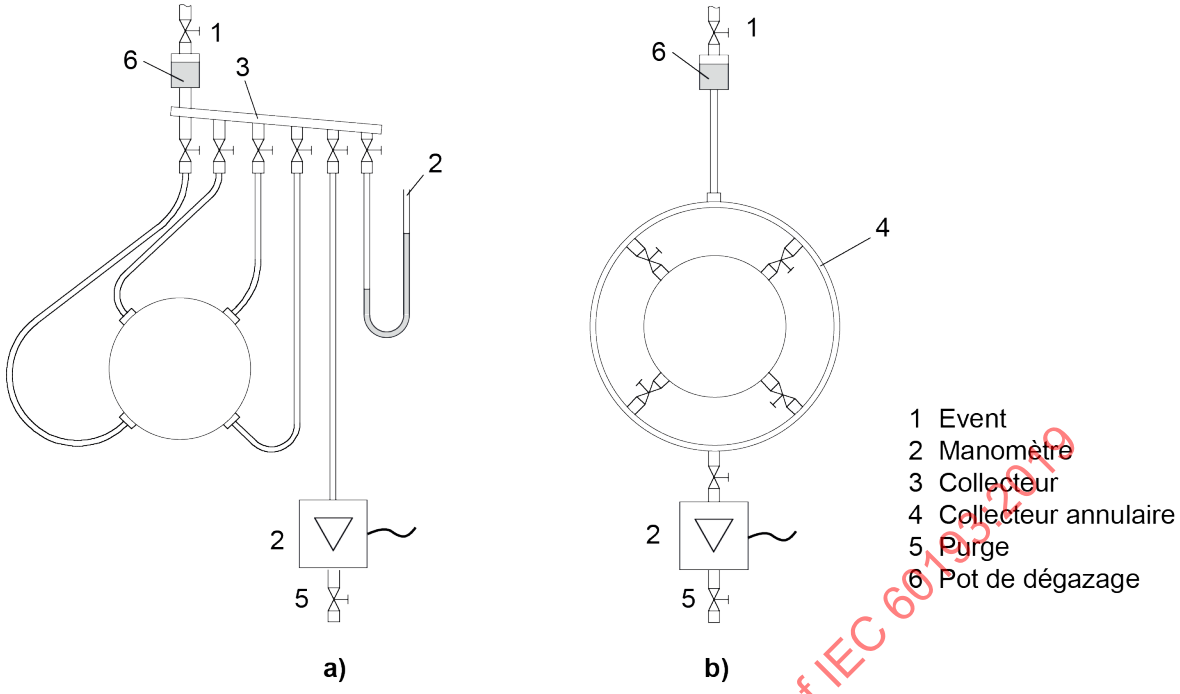


Figure 32 – Types de collecteurs de pression: a) avec lignes individuelles de raccordement au collecteur et b) avec collecteur annulaire

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.3.3.4 Dispositifs d'amortissement

Chaque fois que possible, toutes les mesures doivent se faire dans des conditions établies et les fluctuations de pression doivent être éliminées à leur source. En particulier, il ne doit se produire dans le domaine normal de fonctionnement aucune fluctuation nécessitant un dispositif d'amortissement sur le manomètre.

Dans certains domaines de fonctionnement (faibles valeurs de Q et de σ, etc.), des fluctuations ne peuvent cependant être évitées. Afin d'obtenir des lectures correctes des manomètres dans de telles conditions, on peut installer un dispositif d'amortissement approprié, à condition que l'écoulement y soit laminaire et qu'il offre une égale résistance dans les deux sens, assurant ainsi une résistance visqueuse linéaire. Ceci peut être assuré par un tube capillaire d'environ 1 mm de diamètre intérieur et de longueur convenable, ou par une vanne spécialement conçue. Un amortissement peut aussi être réalisé à l'aide de longs tubes plastiques. On peut aussi obtenir un amortissement complémentaire à l'aide d'un ballon pneumatique ou d'une chambre d'équilibre, raccordé à la tuyauterie de liaison avant le manomètre. L'usage d'un diaphragme n'est pas recommandé, car il peut introduire une erreur due à l'amortissement non linéaire. Un circuit de contournement muni d'une vanne doit être prévu autour de tout dispositif d'étranglement et gardé ouvert sauf pendant la courte période où des lectures sont effectuées. Il n'est pas permis de couder ou de pincer les lignes de raccordement ni d'introduire un dispositif d'étranglement non symétrique (par exemple une vanne).

6.3.4 Appareillage de mesure de la pression

6.3.4.1 Types d'appareils

Les appareils de mesure de la pression se répartissent en deux classes:

- **les méthodes** (ou appareils) **primaires**, tels que les manomètres à colonnes liquides (voir 6.3.4.2.1), les manomètres à poids (voir 6.3.4.2.2) et les balances de pression (voir 6.3.4.2.3); ces méthodes n'utilisent que des mesures de grandeurs fondamentales (longueur, masse) et ne nécessitent donc aucun étalonnage;
- **les méthodes** (ou appareils) **secondaires**, tels que les transducteurs de pression (voir 6.3.4.3.1) et d'autres appareils comme les manomètres à ressort (voir 6.3.4.3.2), ces appareils demandent à être étalonnés par rapport à une méthode primaire utilisée comme étalon.

Le choix de l'appareil de mesure doit tenir compte des exigences du système d'acquisition automatique des données. Une combinaison de méthodes primaire et secondaire est souvent utilisée.

Les principes physiques et des exemples typiques de montages expérimentaux sont décrits dans les paragraphes qui suivent pour divers appareils

6.3.4.2 Méthodes primaires

6.3.4.2.1 Manomètre à colonne liquide

Les manomètres à colonne liquide sont utilisés pour la mesure de faibles pressions ou de faibles pressions différentielles (jusqu'à 5×10^5 Pa, lorsqu'on emploie du mercure comme liquide manométrique). On utilise principalement des manomètres à colonne d'eau ou de mercure (voir la Figure 33). Dans certains cas, d'autres liquides de masse volumique connue peuvent être utilisés.

La pression mesurée avec un manomètre à colonne liquide est déterminée par la relation fondamentale suivante:

$$p = \rho g h$$

où

- h est la hauteur de la colonne liquide;
- ρ est la masse volumique du liquide utilisé dans le manomètre à la température de ce liquide.

Le tube d'un manomètre à colonne d'eau doit avoir un diamètre intérieur minimal de 12 mm dans l'étendue de mesure afin de minimiser les effets de la capillarité. Pour des manomètres à mercure, ce diamètre doit être d'au moins 8 mm.

Les types courants de manomètres à liquide pour mesurer des pressions effectives ou des pressions différentielles sont:

a) Les manomètres à une seule colonne

pot à mercure avec tube vertical (Figure 33a)):

– Si le manomètre est étalonné ou s'il est corrigé pour tenir compte de la variation du niveau h_1 dans le pot, il n'est besoin que de lire la hauteur h_2 dans la colonne.

colonne d'eau (tube vertical) (Figure 33b)).

b) Les tubes en U

tube en U normal (Figure 33c)):

– Les hauteurs du liquide dans les deux colonnes doivent être lues simultanément, par exemple par lecture optique. Quelle que soit la combinaison de liquides, il faut utiliser les masses volumiques réelles des deux liquides manométriques.

Il est rappelé qu'en raison des effets nocifs du mercure sur la santé humaine, des réglementations locales peuvent interdire l'usage de cette méthode primaire.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

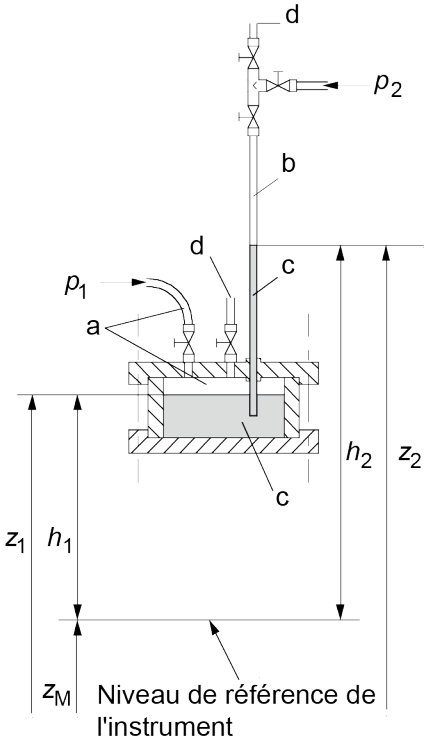
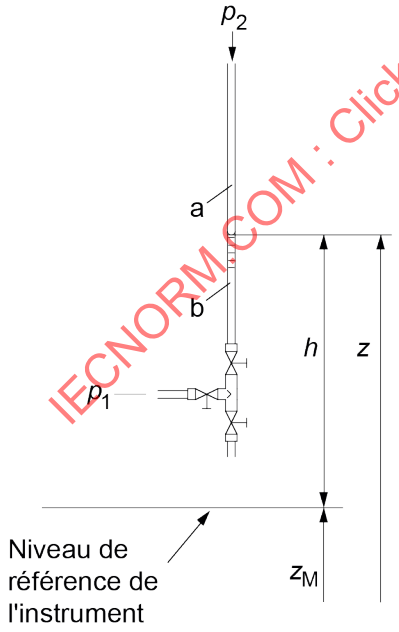
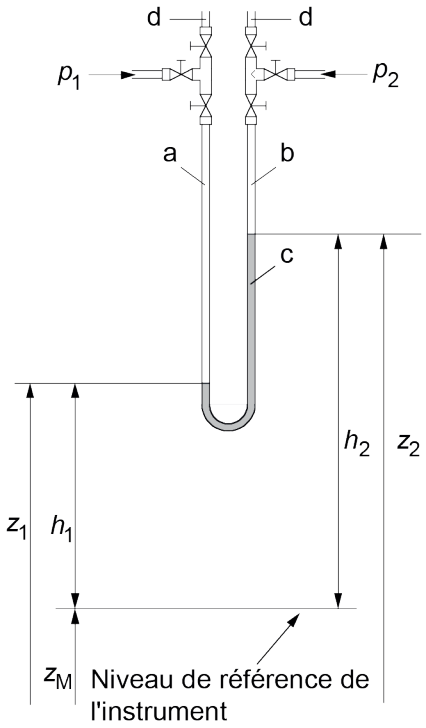
Manomètre	Pression effective $p_2 = p_{amb}$	Pression différentielle $p_2 \neq p_{amb}$
	$p = p_{abs} - p_{amb}$	$\Delta p = p_1 - p_2$
a) Pot à mercure avec tube vertical  	p_M = pression au niveau de référence de l'instrument $p_M = g\,[\rho_{Hg}(h_2 - h_1) + \rho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$ a = eau b = air c = mercure d = évent	$\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho)(h_2 - h_1)$ $\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho)(z_2 - z_1)$ a = eau b = eau c = mercure d = évent
b) Colonne d'eau (tube vertical)  	$p_M = \rho g h$ $h = z - z_M$ a = air b = eau	Non utilisable

Figure 33 – Exemple de montage expérimental de manomètre à colonne liquide *(1 de 2)*

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Manomètre	Pression effective $p_2 = p_{amb}$	Pression différentielle $p_2 \neq p_{amb}$
	$p = p_{abs} - p_{amb}$	$\Delta p = p_1 - p_2$
c) Tube en U normal  	p_M = pression au niveau de référence de l'instrument $p_M = g\,[\rho_{Hg}(h_2 - h_1) + \rho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$ a = eau b = air c = mercure d = évent	$\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho)(h_2 - h_1)$ $\Delta p = g(\rho_{Hg} - \rho)(z_2 - z_1)$ a = eau b = eau c = mercure d = évent

Les valeurs de ρ, ρ_{Hg} et ρ_a sont données dans l'Annexe B.

Figure 33 *(2 de 2)*

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.3.4.2.2 Manomètres à poids

Les manomètres à poids (appelés aussi manomètres à piston) peuvent être du type simple ou différentiel. Leur domaine d'utilisation dépend de l'aire effective du piston A_e et de la sensibilité du système mécanique à piston relié à la pression à mesurer. Pour les faibles pressions ou les faibles différences de pression, on utilise de grandes aires effectives A_e (par exemple $A_e \approx 0{,}000\ 5\ m^2$ pour des pressions descendant jusqu'à 3×10^4 Pa) et inversement (par exemple $A_e \approx 0{,}000\ 1\ m^2$ pour des pressions supérieures à 2×10^5 Pa).

Le diamètre effectif du piston d_e peut être déterminé comme étant la moyenne arithmétique du diamètre d_p du piston et de celui d_b de l'alésage:

$$d_e = \frac{d_b + d_p}{2}$$

L'appareil peut être utilisé pour le calcul des pressions sans étalonnage supplémentaire si:

$$\frac{d_b - d_p}{d_b + d_p} \leq 0{,}001$$

La pression p mesurée à l'extrémité inférieure du piston d'un manomètre à poids chargé avec une masse m est:

$$p = \frac{mg}{A_e} = \frac{4mg}{\pi d_e^2}$$

Les manomètres à poids doivent satisfaire aux principales conditions suivantes:

- le diamètre effectif d_e du piston doit être déterminé avec une incertitude relative $f_{de} < 5 \times 10^{-4}$;
- le frottement entre le piston et son alésage doit être éliminé au moyen d'une rotation lente du piston ($0{,}25\ s^{-1} \leq n \leq 2\ s^{-1}$), le cylindre devant être rempli d'un fluide convenable, normalement de l'huile de faible viscosité ($\nu \approx 10^{-5}\ m^2\ s^{-1}$);
- l'axe du piston doit être vertical. Toutes les masses agissantes (poids, piston, plateau à poids, etc.) doivent être étalonnées.

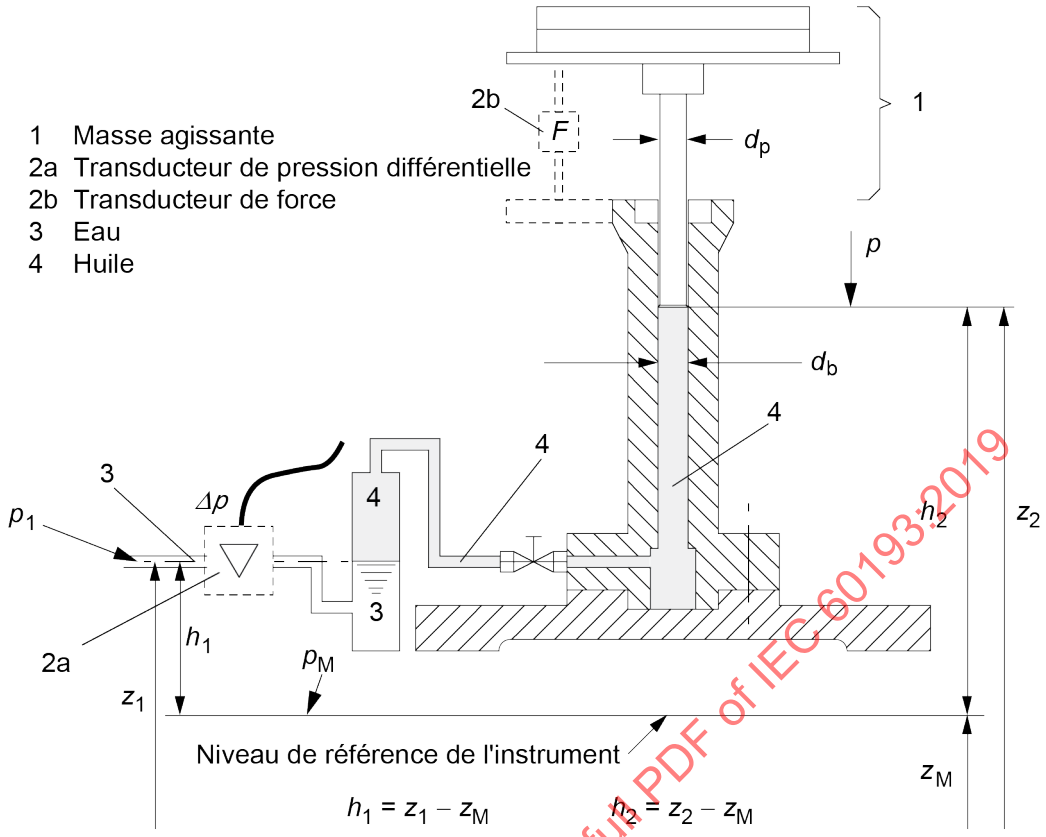
Pour utiliser un système d'acquisition des données, il est recommandé d'utiliser un montage combinant un manomètre à poids et un transducteur de pression ou de force (voir la Figure 34).

La courbe de correction tenant compte de ces dispositions doit être établie soit par comparaison avec un manomètre à poids étalonné, sans compensation, soit à pression constante, en ajoutant de petits poids de masse appropriée afin que le compensateur indique le zéro.

Pour une acquisition automatique des données, on utilisera de préférence des manomètres à poids des types ci-dessus reliés à des transducteurs ou à des cellules de charge.

La sensibilité d'un manomètre à poids travaillant dans de bonnes conditions est inférieure à 0,002 kg, c'est-à-dire inférieure à ($0{,}02 / A_e$) Pa (par exemple. $A_e = 0{,}000\ 2\ m^2$, sensibilité: 100 Pa).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



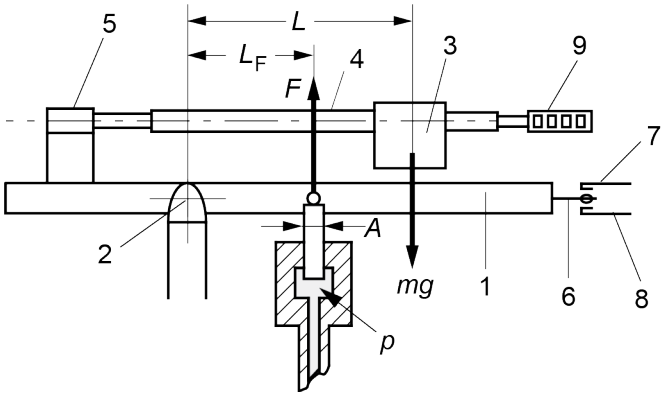
Cas	Méthode	Equation
2a	Compensation par transducteur de pression différentielle	$p_M = p_1 + \rho g h_1 = p + \rho_{huile} g(h_2 - h_1) + \rho g h_1 + \Delta p$
2b	Compensation par transducteur de force	$p_M = p_1 + \rho g h_1 = p + \rho_{huile} g(h_2 - h_1) + \rho g h_1 + (4F)/(\pi d_e^2)$

Figure 34 – Manomètre à poids avec compensation par transducteur de pression ou de force (exemple de montage expérimental)

6.3.4.2.3 Balance de pression

Une extension du manomètre à poids est la balance de pression qui comprend un fléau monté sur des pivots sans frottement et portant sur un ou plusieurs manomètres à poids ou sur un manomètre à poids du type différentiel. La force exercée par le piston du manomètre à poids est équilibrée par un cavalier mobile le long du fléau (Figure 35). Le fléau et le cavalier peuvent être actionnés manuellement ou automatiquement par un servomécanisme approprié. La balance de pression est essentiellement une méthode primaire; dans certains cas, il peut toutefois être nécessaire de l'étalonner.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



1 Fléau
2 Pivot sans frottement
3 Cavalier (masse *m*)
4 Vis de mesure
5 Servomoteur
6,7 et 8 Contacts électriques
9 Compteur de tours pour déterminer *L*

$$p = (mgL) / (AL_F)$$

A Aire de la section du piston
p Pression à mesurer
F = *pA* = Force exercée sur le fléau

Figure 35 – Balance de pression (exemple de montage expérimental)

6.3.4.3 Méthodes secondaires

6.3.4.3.1 Transducteurs de pression

Les transducteurs de pression sont des dispositifs électromécaniques dans lesquels des effets mécaniques produits par la pression sont convertis en signaux électriques.

Bien que les transducteurs de pression soient aussi utilisés pour mesurer des fluctuations de pression, le présent paragraphe ne traite que des mesures statiques de pression dans des conditions établies, afin d'obtenir la valeur moyenne.

L'étendue de mesure du transducteur de pression doit être choisie en fonction de la pression à mesurer.

Quelques-uns des avantages liés à l'utilisation de transducteurs de pression sont les suivants:

- il est facile de les intégrer à un système électronique d'acquisition de données;
- ils n'exigent en général que des débits négligeables à travers les prises de pression, fournissant ainsi une réponse rapide et précise;
- les valeurs moyennes de pression ou de pression différentielle fluctuante, ainsi que des enregistrements de phénomènes transitoires sont aisément obtenus en utilisant un équipement électronique courant.

Il convient que les transducteurs de pression aient les caractéristiques suivantes:

- stabilité suffisante de l'étalonnage;
- grande reproductibilité, hystérésis négligeable;
- faible dérive du zéro et faible sensibilité à la température;
- pas d'effet systématique dû à l'augmentation de la pression de ligne.

Il est recommandé d'effectuer des mesures avec et sans filtre sur l'équipement électronique de manière à s'assurer qu'il n'y a pas de distorsions quand les filtres sont en service.

Les chaînes complètes des transducteurs de pression doivent être étalonnées sous les pressions à mesurer lors des essais. L'exactitude d'un transducteur sera déterminée essentiellement par l'exactitude de l'étalonnage. Celui-ci doit être effectué par rapport à une méthode primaire, par exemple un manomètre à poids, permettant de vérifier les mesures fournies par la chaîne du transducteur à n'importe quel moment des essais.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Pour réduire l'erreur systématique, on peut aussi recommander d'installer deux chaînes semblables en parallèle, et de prendre des lectures simultanées durant l'essai. Les transducteurs et leurs chaînes doivent être contrôlés avant et après l'essai, et quand les deux chaînes donnent des indications dont l'écart est supérieur à l'incertitude due aux erreurs systématiques, une comparaison avec une méthode primaire doit être effectuée.

6.3.4.3.2 Autres appareils, tels qu'un manomètre à ressort

Ce type de manomètre utilise la déflexion mécanique d'un tube (en boucle simple ou spirale) ou d'une membrane pour indiquer la pression. L'étendue de mesure du manomètre à ressort doit être choisie en fonction de la pression à mesurer. Il peut être utilisé par accord entre les parties, pour autant que l'appareil soit d'une exactitude suffisante, utilisé dans son étendue de mesure optimale (normalement entre 60 % et 100 % de la pleine échelle) et convenablement étalonné avant et après l'essai par comparaison avec une méthode primaire.

6.3.5 Étalonnage des appareils de mesure de pression

6.3.5.1 Procédure générale d'étalonnage

Comme déjà dit, une pression mesurée par une méthode secondaire (manomètre à ressort ou transducteur) doit être contrôlée ou étalonnée. Ceci peut être fait par comparaison avec une méthode primaire (voir 6.3.4.2.1 et 6.3.4.2.2) ou avec la pression statique déduite d'une mesure de niveau libre telle que décrite en 6.3.5.3, ou par comparaison avec un régulateur/étalonneur de pression de haute précision (voir 6.3.5.2) ou encore avec un étalon agréé.

Il peut aussi être utile de contrôler l'influence de la chaîne de mesure et d'acquisition des données au moyen d'un étalonnage dynamique mettant en œuvre un générateur de fluctuations de pression à fréquence variable ayant une valeur moyenne connue, afin de s'assurer que la valeur moyenne d'une mesure de pression statique n'est pas systématiquement biaisée.

6.3.5.2 Régulateur/étalonneur de pression de haute précision

Si un régulateur de pression de haute précision est utilisé comme étalon, il doit satisfaire aux exigences suivantes:

- Un certificat d'étalonnage, de moins de 12 mois, produit par un organisme accrédité doit pouvoir être présenté. La validité du certificat peut être étendue pour une période supplémentaire de 12 mois si l'étalonnage est vérifié par comparaison avec une méthode primaire;
- L'incertitude de la méthode d'étalonnage est d'au moins 0,025 % de la valeur mesurée, mais ne doit pas être inférieure à la résolution spécifiée par le fabricant du régulateur/étalonneur de pression.

6.3.5.3 Comparaison de la pression effective avec une pression statique déterminée déduite de la mesure d'un niveau libre

Avant et après l'essai de réception et aussi si nécessaire en cours d'essai, les lectures du pression effective, p_M, peuvent être comparées avec la pression statique pour un débit nul, déduites de la mesure d'un niveau libre, en tenant compte de la poussée aérostatique de l'air sur l'eau:

$$p = (\rho - \rho_a)\, g \Delta z$$

6.3.6 Mesures de vide

6.3.6.1 Exigences générales

Pour les mesures de vide, toutes les exigences de 6.3.2 à 6.3.4 sont applicables, à l'exception de ce qui est mentionné en 6.3.6.2.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.3.6.2 Lignes de raccordement pour les mesures de vide

Les lignes de raccordement doivent ou bien être complètement remplies d'eau, ou bien, si on utilise de l'air, être transparentes pour permettre d'observer l'éventuel niveau de l'eau. Ces lignes, lorsqu'elles sont remplies d'eau, doivent être purgées soigneusement et fréquemment entre les points d'essai pour chasser l'air se libérant de l'eau ou entrant par les prises de pression et pour maintenir l'eau contenue dans les lignes de pression à la même température que dans le circuit. Toutes les lignes et leurs raccords doivent être étanches à l'air (exemptes de fuites). Des tuyaux flexibles ne peuvent être utilisés pour ces raccordements que s'ils sont assez rigides pour éviter d'être déformés ou écrasés par la pression ambiante. Des tuyaux en matière plastique transparente sont très pratiques pour observer d'éventuelles bulles d'air.

6.3.7 Incertitude sur les mesures de pression

Estimations des incertitudes absolues e_p (pour un intervalle de confiance de 95 %) dues aux erreurs systématiques que l'on peut escompter:

- manomètres à colonnes liquides mercure/eau:
  ± 50 Pa à ± 300 Pa
- manomètres à colonnes liquides air/eau:
  ± 10 Pa à ± 50 Pa
- manomètres à poids:
  $\pm 1 \times 10^{-3}\ p$ à $\pm 3 \times 10^{-3}\ p$
- balances de pression:
  $\pm 2 \times 10^{-3}\ p$ à $\pm 5 \times 10^{-3}\ p$
- manomètres à ressort:
  $\pm 3 \times 10^{-3}\ p_{max}$ à $\pm 10 \times 10^{-3}\ p_{max}$ (où p_{max} est la pleine échelle de l'instrument)
- transducteurs de pression:
  $\pm 1 \times 10^{-3}\ p_{max}$ à $\pm 5 \times 10^{-3}\ p_{max}$ (où p_{max} est la pleine échelle de l'instrument)

Ces valeurs sont valables pour des essais dans des conditions de pression stables. Il faut noter que les fluctuations de pression du côté haute pression d'une pompe peuvent être importantes et plus ou moins dissymétriques, de sorte que si elles ne sont pas amorties correctement (voir 6.3.3.4), les incertitudes peuvent être accrues.

6.4 Mesurage du niveau libre (voir aussi ISO 4373)

6.4.1 Généralités

En général, il est recommandé de fonder la détermination de l'énergie hydraulique massique d'une machine modèle sur des mesures de pression dans les conduits hydrauliques, conformément à 6.5.1.2.

Cependant, sur les bancs d'essai ayant des niveaux libres stables, on peut déterminer l'énergie hydraulique massique à partir de mesures des niveaux d'eau (voir 6.5.3.3).

La mesure des niveaux libres est nécessaire aussi pour certaines méthodes de mesure du débit (voir par exemple 6.2.4.2 et 6.2.5.2).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.4.2 Choix des sections de mesurage du niveau libre

La section de mesure pour la détermination d'un niveau libre doit être choisie afin de satisfaire aux conditions suivantes:

a) si aucune exigence particulière relative à la similitude n'entre en jeu, l'arrangement du modèle doit assurer un écoulement régulier et exempt de perturbations. En particulier, les surfaces libres de l'eau aux sections de mesurage doivent être stables. Il convient donc qu'une submersion suffisante soit prévue;

b) l'aire utilisée pour déterminer la vitesse moyenne de l'eau doit être définie avec précision et facilement mesurable.

6.4.3 Nombre des points de mesurage dans une section

La mesure du niveau libre doit être obtenue si possible en au moins deux points dans chaque section de mesurage ou dans chaque pertuis d'une section de mesurage ramifiée, et la moyenne des valeurs lues sera prise comme niveau libre de l'eau.

6.4.4 Méthodes de mesure

6.4.4.1 Généralités

Les niveaux libres sont généralement mesurés à partir d'un niveau de référence de l'appareil de mesure z_M, déterminé par rapport aux autres niveaux de référence à l'aide d'un instrument de grande précision.

En général, la mesure du niveau libre ne se fait pas directement dans la section, mais dans un puits de tranquillisation relié à la section de mesurage comme le montre la Figure 36.

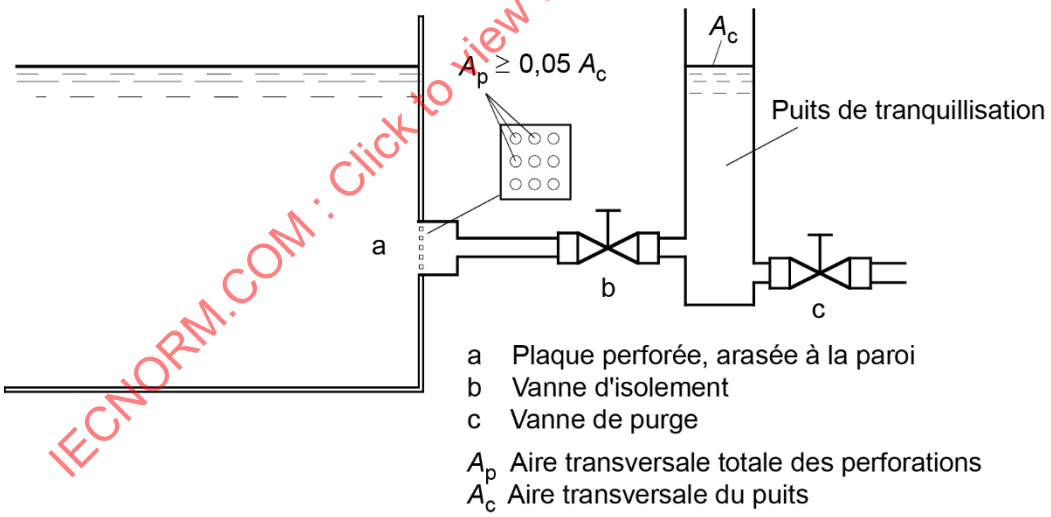


Figure 36 – Puits de tranquillisation

6.4.4.2 Limnimètre à pointe ou à crochet

Des limnimètres à pointe ou à crochet (Figure 37) peuvent être utilisés pour déterminer le niveau d'une eau calme, de préférence dans des puits de tranquillisation ou directement dans l'écoulement si le niveau libre est particulièrement tranquille. Au lieu de l'indication visuelle normale du contact avec l'eau, on peut employer des indicateurs électriques, optiques ou autres, pourvu qu'ils soient étalonnés par rapport à la méthode visuelle directe.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

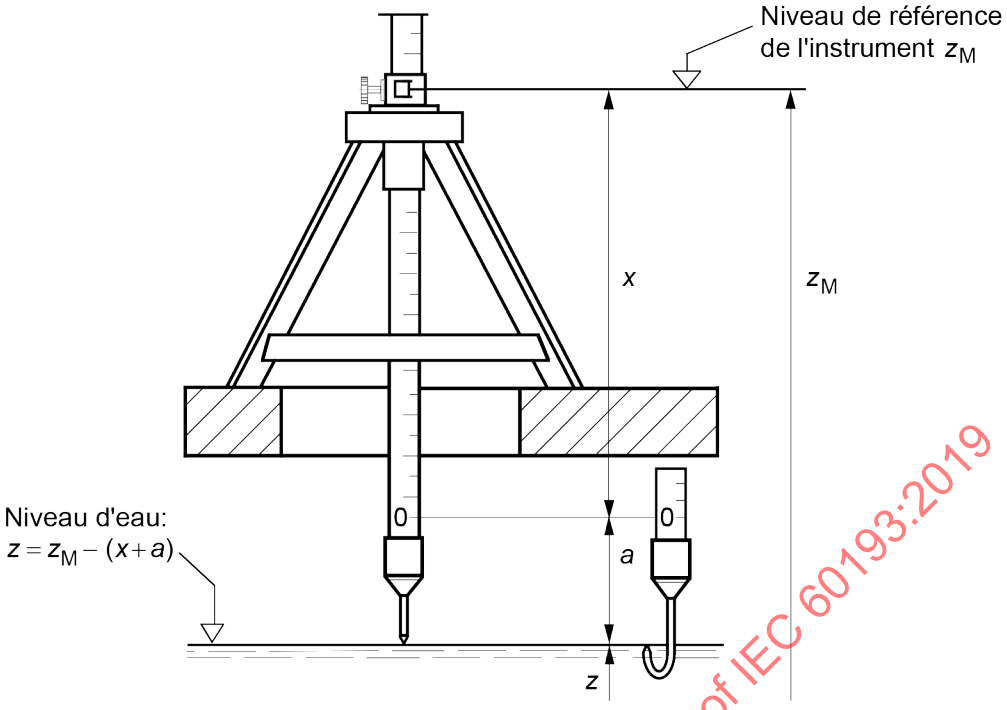


Figure 37 – Limnimètre à pointe ou à crochet

6.4.4.3 Limnimètre à flotteur

On peut utiliser un limnimètre à flotteur quand le niveau d'eau varie de façon importante. Le flotteur doit avoir un diamètre minimal de 150 mm. Une dimension minimale de 200 mm est appropriée pour le puits de tranquillisation. L'appareil doit être sensible à un déplacement manuel de 1 mm au plus par rapport à sa position correcte (résolution de ±0,001 m).

6.4.4.4 Appareil de mesure de la pression

Un transducteur de pression immergé ou tout autre appareil de mesure de la pression y compris un manomètre à liquide (tube droit) peut être utilisé pour déterminer le niveau libre (voir 6.3). La pression indiquée doit être contrôlée en l'absence d'écoulement.

6.4.4.5 Bulle à bulle à air comprimé

On peut aussi déterminer le niveau libre au moyen de la pression dans un tube alimenté en air comprimé: c'est ce qu'on appelle la technique du "bulle à bulle" (pour des informations détaillées, voir l'IEC 60041:1991).

6.4.4.6 Autres méthodes

On peut utiliser d'autres méthodes, par exemple des appareils à ultrasons ou des méthodes capacitives, pour autant qu'elles respectent l'exactitude requise (voir 6.4.5).

6.4.5 Incertitudes sur les mesures de niveau libre

Estimations des incertitudes absolues e_z (au niveau de confiance de 95 %) dues aux erreurs systématiques que l'on peut escompter quand les conditions d'écoulement sont calmes et la vitesse au plus égale à 1,0 m/s (la valeur inférieure se rapporte à une vitesse voisine de zéro):

- limnimètres à pointe ou à crochet:
  ± 0,001 m à ± 0,003 m
- limnimètres à flotteur:
  ± 0,001 m à ± 0,003 m

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- transducteurs de pression immergés:
  $\pm$ 0,5 $\times$ 10^{-3} z_{max} à 5 $\times$ 10^{-3} z_{max} (où z_{max} est la pleine échelle de l'instrument)
- bulle à bulle:
  $\pm$ 0,001 m à $\pm$ 0,003 m
- appareils à ultrasons:
  $\pm$ 0,002 m à $\pm$ 0,010 m

Dans un écoulement très turbulent avec $v > 1{,}0$ m/s, par exemple près de la sortie de l'aspirateur d'une turbine, les incertitudes peuvent être beaucoup plus grandes.

6.5 Détermination de *E* et *NPSE*

6.5.1 Généralités

6.5.1.1 Objet

L'énergie hydraulique massique de la machine *E* doit être déterminée lors de tout essai sur modèle de machine hydraulique; l'énergie massique nette à l'aspiration *NPSE* n'est déterminée que s'il en est besoin. Les grandeurs nécessaires à la détermination de *E* et de *NPSE* sont mesurées en tant que moyennes temporelles dans des conditions de régime permanent. Les formules permettant de les calculer sont données en 3.4.7.1 et 3.4.7.5 respectivement.

6.5.1.2 Méthode de détermination

Pour déterminer l'énergie hydraulique massique à laquelle est soumise la machine modèle, il est nécessaire d'évaluer l'énergie massique de l'eau dans les sections de référence haute et basse pression.

Pour l'énergie massique nette à l'aspiration, l'énergie hydraulique massique de l'eau est évaluée dans la section de référence basse pression par rapport à un niveau spécifié.

Chaque fois que possible, il convient de déterminer la pression absolue, la vitesse moyenne et l'altitude directement dans les sections de référence, en particulier du côté basse pression où la pression doit être mesurée à l'intérieur de l'aspirateur.

Dans certains cas, par suite d'une instrumentation particulière de l'essai sur modèle, on peut convenir d'un commun accord de choisir une section de mesurage située aussi près que possible de la section de référence correspondante ou même de remplacer les mesures de pression par des mesures de niveau libre.

Le mesurage des pressions est décrit en 6.3, tandis que celui des niveaux libres, rarement utilisé lors d'essais sur modèle, est décrit en 6.4.

6.5.1.3 Conditions de régime permanent et nombre de lectures

Les lectures requises pour déterminer l'énergie hydraulique massique ne doivent se faire que lorsque les conditions de régime permanent définies en 5.4.3 sont établies, et à intervalles réguliers. Le nombre de lectures et les intervalles les séparant doivent conduire à une approximation suffisamment bonne de la valeur moyenne, en tenant compte des caractéristiques du système d'acquisition des données (voir 5.4.3 et 6.1).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.5.2 Détermination de l'énergie hydraulique massique *E*

6.5.2.1 Sections de mesurage

6.5.2.1.1 Généralités

Les conditions de base pour obtenir une détermination précise de l'énergie hydraulique massique sont décrites en 6.5.1.2. Les caractéristiques requises pour le choix d'une section de mesurage de la pression sont données en 6.3.2.

6.5.2.1.2 Sections de mesurage décalées

Les essais de réception sur modèle seront généralement effectués en faisant les mesures dans les sections de référence spécifiées au contrat. Ce n'est que dans des cas exceptionnels que les sections de mesurage pourront être décalées par rapport aux sections de référence. Ceci peut apparaître nécessaire s'il survient dans une section de référence des perturbations de l'écoulement dues à la machine ou aux conditions d'alimentation; un tel décalage doit faire l'objet d'un accord entre les parties. Dans de tels cas, si cela est contractuellement admis, on peut aussi modéliser les éléments qui influent sur la structure de l'écoulement.

Exemples de sections de mesurage décalées:

- Pour des pompes, il convient de décaler la section de mesurage haute pression si les répartitions des pressions et des vitesses sont telles qu'il puisse en résulter des erreurs significatives dans le calcul de l'énergie hydraulique massique à partir de leurs valeurs moyennes. Placer la section de mesurage à une distance de la pompe égale à quelques diamètres de conduite améliorera généralement la fiabilité des mesures.
- Pour des turbines, la présence d'une vanne papillon près de la section de référence haute pression peut nécessiter de décaler la section de mesurage, car il est difficile de prévoir l'effet de la vanne sur la mesure.

6.5.2.1.3 Correction de l'énergie hydraulique massique pour des sections de mesure décalées

Quand la section de mesure n'est pas la section de référence, la perte d'énergie hydraulique massique entre ces deux sections doit être prise en compte en faisant intervenir la direction de l'écoulement, la répartition des vitesses et la position relative des deux sections. L'évaluation de cette perte peut se fonder sur des connaissances théoriques et/ou sur des expériences pratiques.

Avant de décider d'utiliser une section de mesure décalée, on doit examiner l'incertitude introduite par l'évaluation de la perte d'énergie hydraulique massique comparée à celle due à des conditions de mesure défavorables à la section de référence.

6.5.2.2 Niveaux de référence

6.5.2.2.1 Plan de référence

Toutes les altitudes sont à exprimer par rapport à un plan de référence tel que le niveau de référence du banc d'essai ou celui de la machine (voir 3.4.8.5). Un exemple montrant les altitudes et hauteurs principales est donné dans la Figure 38.

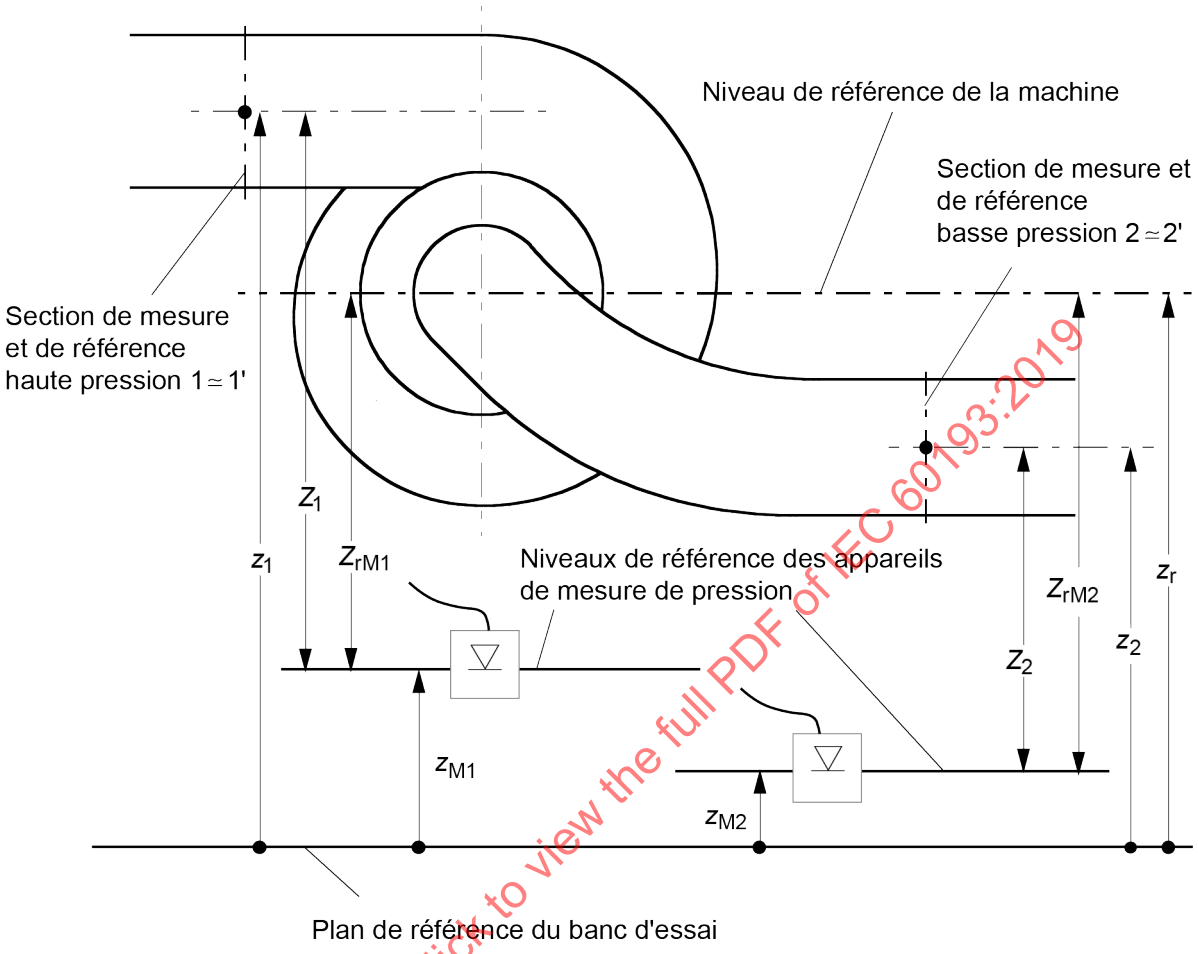
6.5.2.2.2 Différences d'altitude

Il est seulement important d'établir avec précision les différences d'altitude. La différence d'altitude la plus importante pour des essais sur modèle est la différence entre le niveau de référence de la machine z_r et le niveau de référence de l'appareil de mesure de pression z_M:

$$Z_{rM} = z_r - z_M$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Si le niveau de référence de tous les appareils de mesure de pression est le même, et si ce niveau est pris comme plan de référence, alors $Z_{rM} = z_r$ (voir la Figure 38).



Cas particulier: $z_{M1} = 0$ et $z_{M2} = 0$, alors $Z_{rM1} = Z_{rM2} = z_r$

Figure 38 – Exemple montrant les altitudes et hauteurs principales et les niveaux de référence du banc d'essai et de la machine modèle

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.5.2.3 Masse volumique de l'eau (voir 5.7.3)

En se basant sur la définition de l'énergie hydraulique massique de la machine en 3.4.7.1, la masse volumique moyenne de l'eau $\overline{\rho}$ doit être calculée comme la moyenne des masses volumiques dans les deux sections de référence. Comme la différence de température entre l'entrée et la sortie de la machine est petite, la température de l'eau à la section de référence basse pression peut être utilisée pour calculer les masses volumiques qui entrent dans l'évaluation de $\overline{\rho}$.

Normalement, la valeur de la masse volumique de l'eau distillée (voir 5.7.3.1.3 et le Tableau B.2) peut être prise pour la masse volumique de l'eau ρ_w en vue de la détermination de E ou $H = E / g$. En effet:

a) la valeur réelle ρ_{wa} de la masse volumique de l'eau dans l'installation d'essai sur modèle ne diffère que peu de la valeur ρ_{wd} de la masse volumique de l'eau distillée: en général, l'écart est inférieur à 0,05 % (voir 5.7.3.1.2);

b) la puissance hydraulique $P_h = E(\rho Q)_1$, (voir 3.4.9.1), qui est la principale grandeur hydraulique intervenant dans la détermination du rendement, ne dépend qu'au second ordre de la masse volumique si l'énergie hydraulique massique est obtenue principalement par des mesures de pression (voir les formules simplifiées en 6.5.3.2.2 et 6.5.3.2.3).

Dans certains cas particuliers, il peut être nécessaire de déterminer la masse volumique réelle ρ_{wa} de l'eau utilisée (voir 5.7.3.1.2).

6.5.2.4 Energie cinétique massique

Par convention, le terme d'énergie cinétique massique dans une section de référence est déterminé à partir de la composante perpendiculaire à cette section de la vitesse moyenne de l'eau; il est pris égal à $E_k = v^2 / 2$.

La vitesse débitante v est calculée en divisant le débit-volume réel traversant la section de référence par l'aire de celle-ci[7]. Cette aire doit être mesurée quand on contrôle la similitude du modèle. La même convention est appliquée quand la section de mesurage est décalée par rapport à la section de référence tout en restant à l'intérieur des limites de la machine.

6.5.2.5 Incertitude sur la détermination de l'énergie hydraulique massique *E*

La détermination de E doit être adaptée à chaque méthode de mesure et à chaque type d'installation, comme le montrent les exemples traités en 6.5.3.

Un exemple de détermination de l'incertitude relative due aux erreurs systématiques de la mesure de l'énergie hydraulique massique f_E (correspondant à la Figure 39) est traité en H.3.4.

Afin de prendre en compte l'effet de la non-uniformité de la répartition des pressions dans les sections de mesurage (voir 6.3.3.1)), une incertitude additionnelle $f\Delta_E$ doit être ajoutée arithmétiquement à l'incertitude relative totale f_E de manière que $f_{E,corr} = f_E + f\Delta_E$.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

---

7 Pour la vitesse ponctuelle v_i dans un filet fluide, l'énergie cinétique massique est $E_{k,i} = v_i^2/2$. La valeur moyenne de l'énergie cinétique massique de l'écoulement traversant une section A (avec la vitesse débitante v) peut s'écrire $E_k = \alpha v^2/2$, le coefficient d'énergie cinétique α étant défini (voir ISO 4006) par:

$\alpha = \int_A \frac{v_i^2 vm_i}{v^3} \frac{dA}{A}$, vm_i étant la composante méridienne de v_i.

Le coefficient α serait égal à 1 pour une répartition uniforme des vitesses (profil des vitesses rectangulaire) ; il est toujours supérieur à 1 dans les écoulements industriels.

Dans les essais de machines hydrauliques, la configuration réelle de l'écoulement dans une section de mesure révèle une répartition des vitesses non uniforme qui provient tant du tracé de l'installation que du fonctionnement de la machine. On admet généralement de manière approximative que la configuration de l'écoulement est la même sur le modèle et sur le prototype. Cependant, il n'est guère réalisable, et cela prendrait trop de temps, de déterminer α lors d'essais sur modèle à partir d'une exploration détaillée de la répartition des vitesses. On s'accorde donc par convention à admettre $\alpha = 1$ d'où $E_k = v^2 / 2$.

Bien que la différence entre les valeurs conventionnelle et réelle de l'énergie cinétique massique puisse atteindre, pour les machines de basse chute, 1 % à 2 % de l'énergie hydraulique massique de la machine, il est admis de ne pas tenir compte de cette différence lorsqu'on évalue l'incertitude de mesure (voir par exemple le calcul de l'incertitude sur E à l'Article H.3 où l'incertitude sur l'énergie cinétique massique ne tient compte que des incertitudes sur la détermination du débit Q et l'aire A).

6.5.3 Formules simplifiées pour *E*

6.5.3.1 Généralités

La formule générale donnée en 3.4.7.1 est une approximation acceptable de la valeur exacte de l'énergie hydraulique massique de la machine. D'autres simplifications sont possibles de cas en cas, et des approximations peuvent être introduites, par exemple quand la compressibilité de l'eau ou la différence de pression ambiante entre les sections 1 et 2 peuvent être négligées.

On peut admettre que l'accélération due à la pesanteur et la pression ambiante sont constantes dans tout le banc d'essai:

$$\bar{g} = g_1 = g_2 = g$$

et

$$p_{amb1} = p_{amb2} = p_{amb}$$

Les formules simplifiées établies dans ce paragraphe sont propres aux installations de mesure décrites. Seules les installations les plus communes sont considérées. Une formule simplifiée ne doit pas être utilisée pour une installation différente sans examiner soigneusement si elle convient à ce cas particulier.

6.5.3.2 Détermination de *E* à partir de mesures de pression (voir 6.3)

6.5.3.2.1 L'équation de base

E est calculée à partir de l'équation de base suivante pour chaque méthode décrite ci-après:

$$E = gH = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)$$

6.5.3.2.2 Mesure de pression différentielle

La Figure 39 schématise les installations de mesure pour la détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine, quand un manomètre différentiel est utilisé. Cette solution est spécialement indiquée pour les faibles hauteurs d'essai, pour lesquelles des appareils de mesure suffisamment précis sont disponibles. L'équation suivante est obtenue si l'on utilise une mesure de pression différentielle:

$$\frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} = \frac{\Delta p}{\bar{\rho}} + g\left[\frac{(z_2 - z_M)\rho_2}{\bar{\rho}} - \frac{(z_1 - z_M)\rho_1}{\bar{\rho}}\right]$$

Pour des valeurs d'énergie hydraulique massique de l'essai inférieures à 1000 J/kg, la compressibilité de l'eau peut être négligée et il est admis que $\bar{\rho} = \rho_1 = \rho_2$.

Alors la formule simplifiée pour l'énergie *E* devient:

$$E = \frac{\Delta p}{\rho_2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

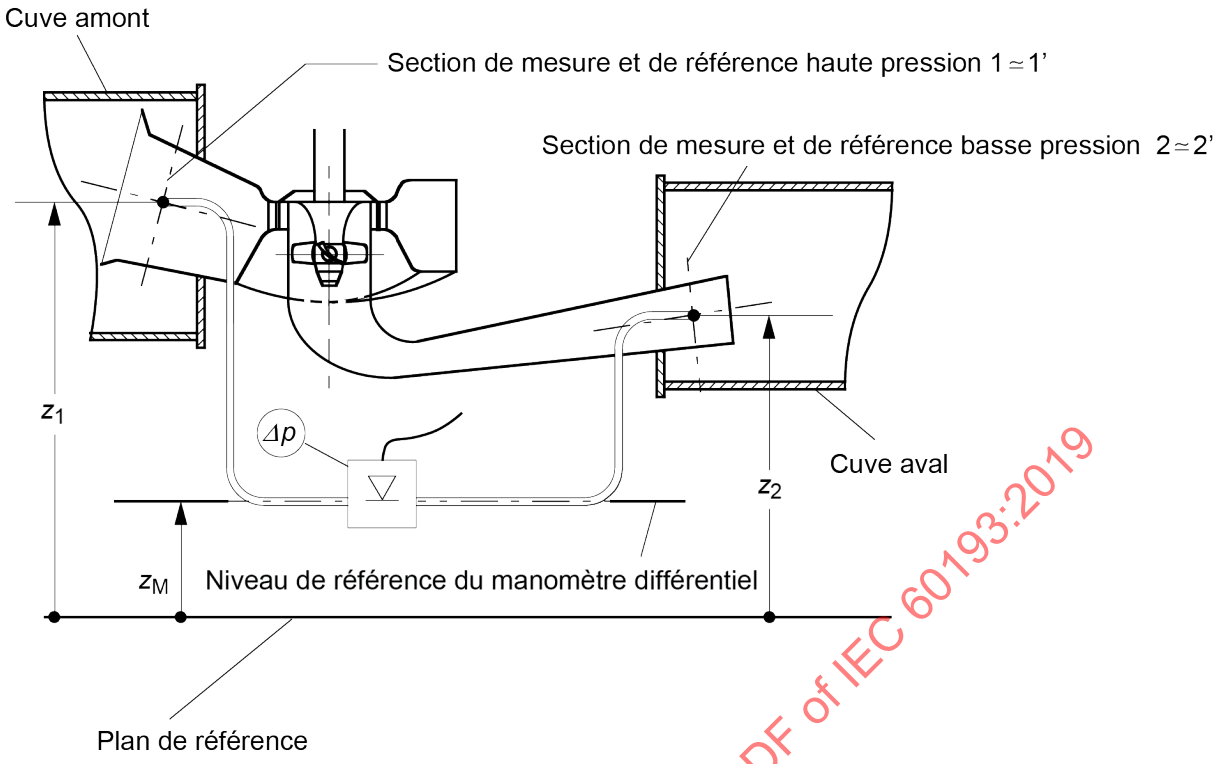


Figure 39 – Détermination de l'énergie hydraulique massique à l'aide d'un manomètre différentiel

6.5.3.2.3 Mesure séparée des pressions

6.5.3.2.3.1 Machines à réaction

Quand les pressions sont mesurées séparément dans chaque section de mesure, et si la différence de pression ne dépasse pas 1 000 000 Pa (environ 100 m de colonne d'eau), la compressibilité de l'eau peut être négligée.

Si le manomètre fournit des mesures de pression absolue (comme par exemple les transducteurs de pression), il n'y a pas à tenir compte de la pression ambiante.

Si le manomètre fournit des mesures de pression effective (comme par exemple les manomètres à ressort ou les manomètres à colonne liquide), il faut vérifier si l'influence de la différence de pression ambiante sur l'instrument doit être prise en compte (voir la Figure 40 [influence négligeable] et la Figure 41 [influence prise en compte]).

D'autres simplifications peuvent être apportées en plaçant les manomètres au même niveau de référence, ce qui est généralement facile à faire.

Si des manomètres à pression effective sont utilisés comme dans la Figure 40, la différence de pression ambiante entre z_{M1} et z_{M2} est négligeable parce que $g(z_{M1} - z_{M2})$ est petit comparé à E; alors:

$$p_{amb\ M1} = p_{amb\ M2} = p_{amb}$$

$$p_{abs1} = p_{M1} + \rho_1 g\left(z_{M1} - z_1\right) + p_{amb}$$

$$p_{abs2} = p_{M2} + \rho_2 g\left(z_{M2} - z_2\right) + p_{amb}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Si la compressibilité de l'eau peut être négligée, alors

$$\rho_1 = \rho_2 = \overline{\rho}$$

Comme

$$\frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\overline{\rho}} = \frac{p_{M1} - p_{M2}}{\overline{\rho}} + g\left(z_{M1} - z_1 - z_{M2} + z_2\right)$$

La formule simplifiée est donc:

$$E = gH = \frac{p_{M1} - p_{M2}}{\overline{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g\left(z_{M1} - z_{M2}\right)$$

Si les manomètres sont au même niveau, $z_{M1} = z_{M2}$, alors

$$E = gH = \frac{p_{M1} - p_{M2}}{\overline{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

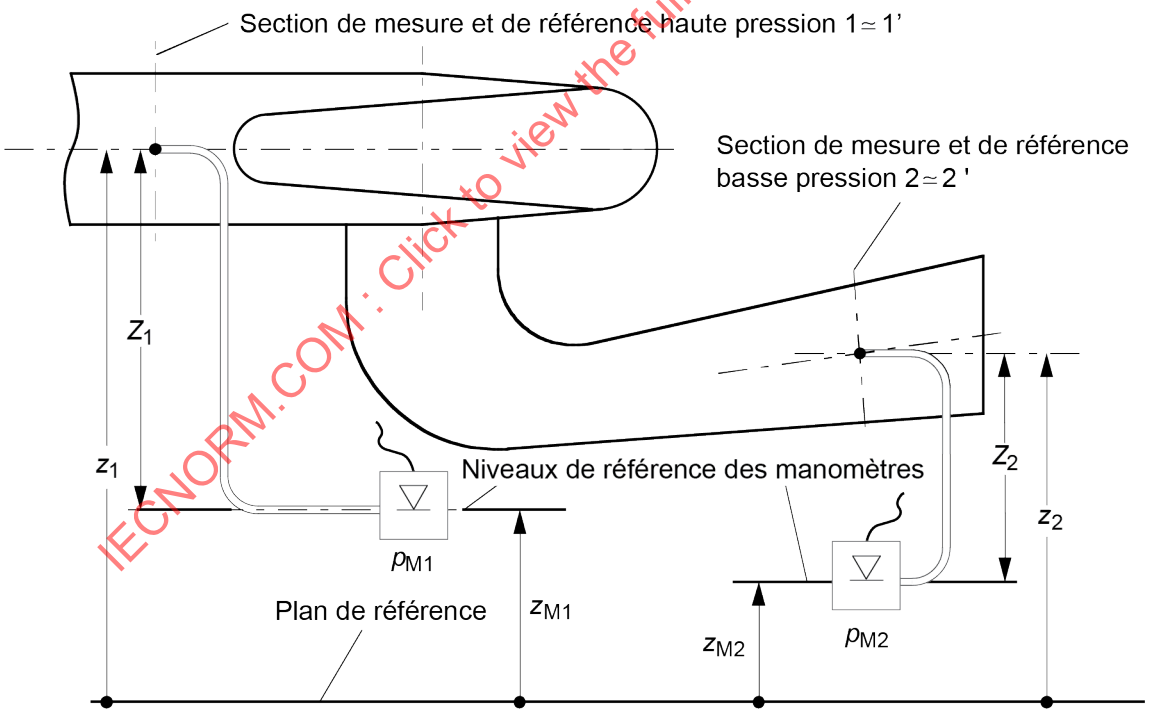


Figure 40 – Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine par mesure séparée des pressions effectives

Quand on utilise des manomètres à colonne d'eau comme dans la Figure 41, alors:

$$Z = z_{1'} - z_{2'}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

On utilise des manomètres à colonne d'eau dans les sections 1 et 2. La différence de pression entre 1 et 2 étant faible, la compressibilité de l'eau peut être négligée. On a donc:

$$\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$$

Alors:

$$p_{abs1} = \bar{\rho} g (z_{1'} - z_1) + p_{amb1'}$$

$$p_{abs2} = \bar{\rho} g (z_{2'} - z_2) + p_{amb2'}$$

$$p_{amb1'} - p_{amb2'} = -\rho_a g (z_{1'} - z_{2'})$$

La formule simplifiée est donc:

$$E = g(z_{1'} - z_{2'})\left(1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}}\right) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = gZ\left(1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}}\right) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

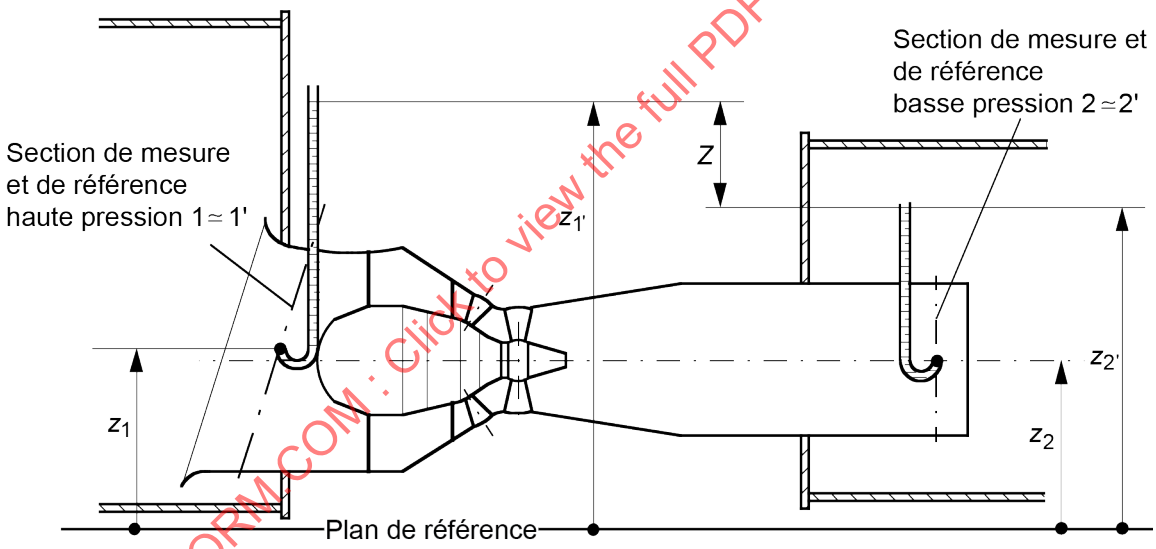


Figure 41 – Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine par mesure séparée des pressions à l'aide de manomètres à colonne d'eau

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.5.3.2.3.2 Turbines Pelton (turbines à action)

Pour les turbines Pelton (voir la Figure 42 et la Figure 43) dont le bâti est à la pression atmosphérique, il n'est besoin que de mesurer la pression p_1 à la section de référence haute pression. D'autres simplifications peuvent donc être apportées à la formule générale de 6.5.3.2 lorsqu'on l'applique aux turbines Pelton.

Par convention, v_2 est prise nulle, l'altitude z_2 de la section de référence basse pression est l'altitude moyenne de tous les points de contact des axes des jets avec le cercle caractéristique de la roue de turbine, et la pression à l'intérieur du bâti est supposée égale à la pression ambiante, pour autant qu'il ne soit pas pressurisé et qu'il soit suffisamment alimenté en air.

La différence de pression ambiante entre z_{M1} et z_2 est négligée parce que gZ est petit comparé à E. On a donc:

$$p_{amb\ M1} = p_{amb2} = p_{amb}$$

De plus on admet que:

$$Z\rho_1 / \bar{\rho} = Z$$

Où p_{M1} est la pression effective mesurée en z_{M1}

$$p_{abs1} = p_{M1} + (z_{M1} - z_1)\rho_1 g + p_{amb}$$

Comme $p_{abs2} = p_{amb}$, et en supposant que $v_2 = 0$, la formule simplifiée de l'énergie hydraulique massique devient:

$$E = \frac{p_{M1}}{\bar{\rho}} + g(z_{M1} - z_2) + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_{M1}}{\bar{\rho}} + gZ + \frac{v_1^2}{2}$$

Si le bâti est pressurisé, on doit mesurer la pression dans celui-ci et en tenir compte dans la détermination de E ($p_{amb2} \neq p_{amb1}$).

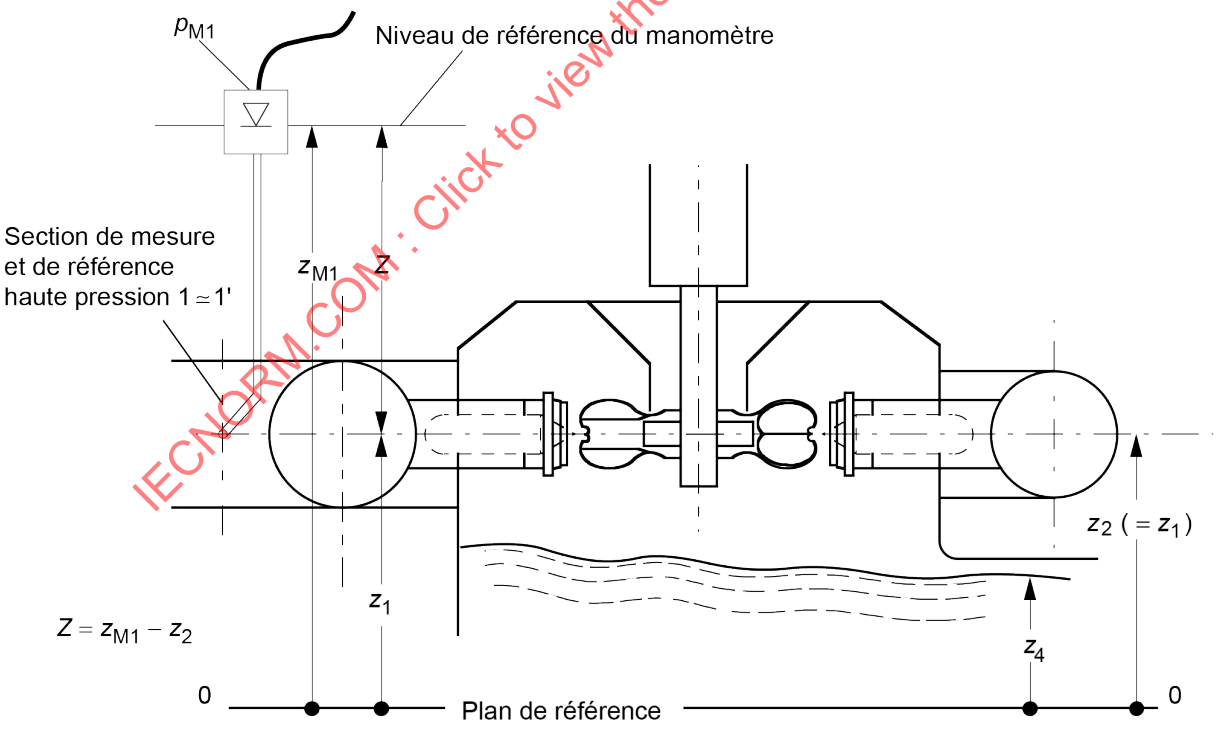
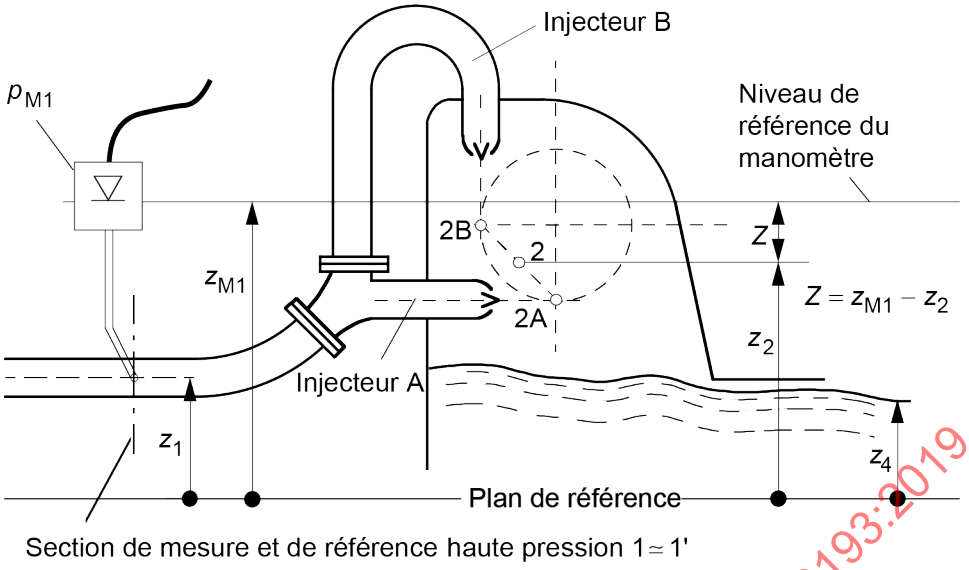


Figure 42 – Turbines Pelton à axe vertical: détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



S'il y a plusieurs jets, le niveau z_2 de la section de référence basse pression est défini comme la moyenne des cotes des points de contact (2A et 2B dans ce schéma).

Figure 43 – Turbines Pelton à axe horizontal: détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine

6.5.3.3 Détermination de *E* à partir de mesures de niveau libre

Dans la mesure du possible, il est préférable d'éviter les mesures de niveau d'eau (voir 6.4) pour des essais de réception sur modèle. Néanmoins, s'il est nécessaire de déterminer *E* à partir de mesures de niveau libre ou s'il en est convenu ainsi, en particulier du côté basse pression, on appliquera les méthodes décrites en 6.4.

Les conditions d'écoulement requises dans la zone avoisinant les sections de mesurage sont décrites en 6.4.2.

La Figure 44 montre sur une machine de basse chute l'évaluation de l'énergie hydraulique massique d'après des mesures de niveaux d'eau. La section de mesure basse pression 2' doit être aussi près que possible de la sortie de l'aspirateur. Dans un tel cas, il est recommandé de mesurer le niveau d'eau directement au-dessus de 2'. Pour évaluer la vitesse moyenne, on suppose que les parois de l'aspirateur se prolongent jusqu'à la section 2', définissant ainsi une aire fictive de la section de passage.

Les sections 1' et 2' sont choisies comme sections de mesurage.

$$E = gH = \frac{(p_{abs1'} - p_{abs2'})}{\bar{\rho}} + \frac{v_{1'}^2 - v_{2'}^2}{2} + g(z_{1'} - z_{2'}) \pm E_{L1'\text{-}1} \pm E_{L2\text{-}2'}$$

Les pertes $E_{L1'\text{-}1}$ entre 1' et 1 et $E_{L2\text{-}2'}$ entre 2 et 2' sont soustraites pour une turbine et ajoutées pour une pompe dans la situation décrite dans la Figure 44[8].

La compressibilité de l'eau est négligée, car la différence de pression entre 1' et 2' est petite.

---

8 Il est difficile d'établir des méthodes de calcul des pertes d'énergie $E_{L1'\text{-}1}$ et $E_{L2\text{-}2'}$, spécialement pour des écoulements dissymétriques ou tourbillonnaires (valeurs élevées du coefficient d'énergie cinétique α), qui permettraient de donner dans le présent document des indications de validité générale. En particulier, lorsque l'entrée et la sortie du groupe ne sont pas entièrement modélisées, il faut s'accorder avant les essais sur la méthode d'évaluation de ces pertes.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Ainsi:

$$\rho_{1'} = \rho_{2'} = \overline{\rho}$$

La formule simplifiée devient:

$$E = g(z_{1''} - z_{2''})\left(1 - \frac{\rho_a}{\overline{\rho}}\right) + \frac{v_{1'}^2 - v_{2'}^2}{2} \pm E_{L1'-1} \pm E_{L2-2'}$$

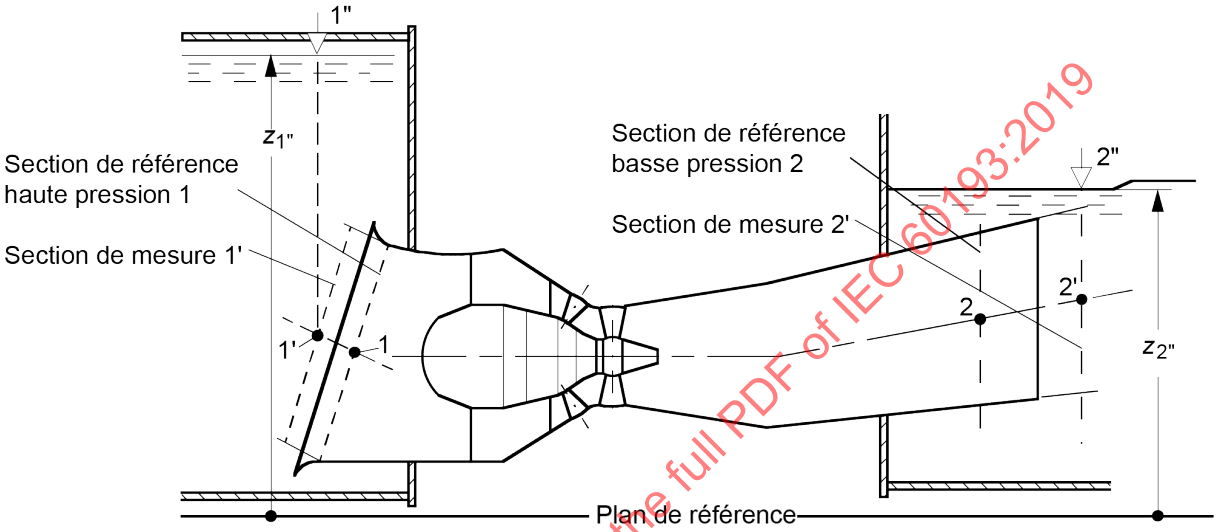


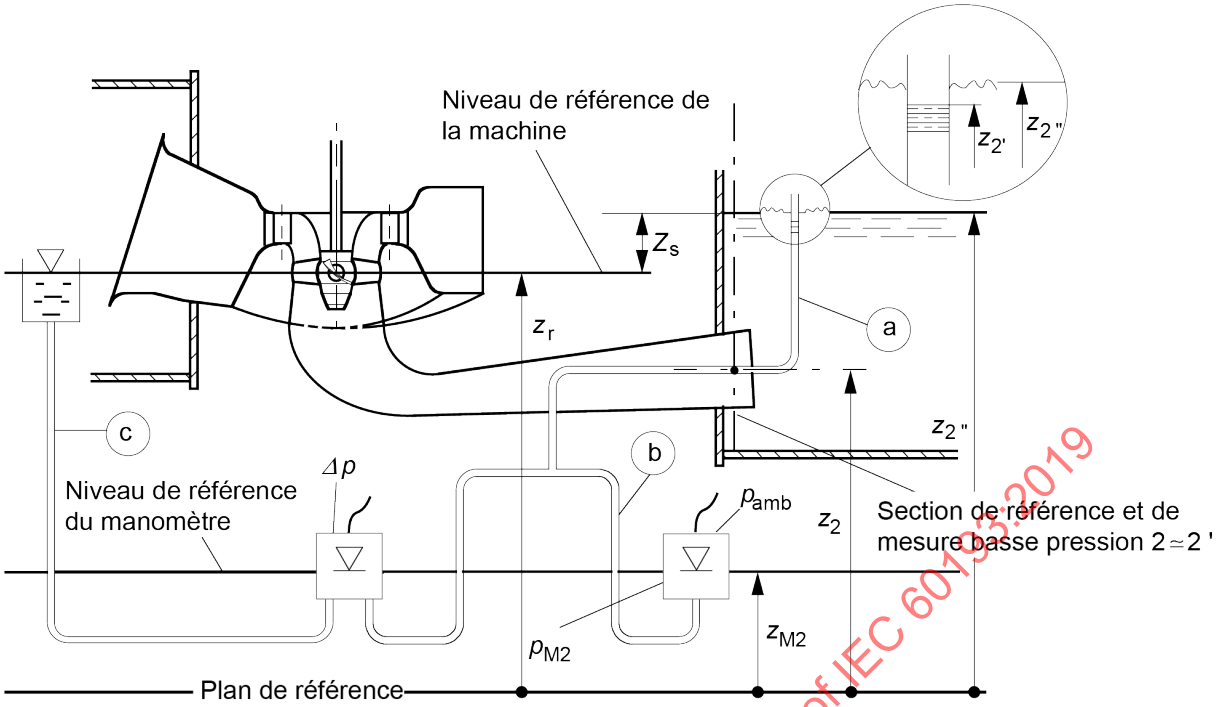
Figure 44 – Machines de basse chute: détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine à partir de niveaux libres

6.5.4 Détermination de l'énergie massique nette à l'aspiration *NPSE*

L'énergie massique nette à l'aspiration *NPSE* se réfère au côté basse pression de la machine. Sa définition et la formule générale pour sa détermination sont données en 3.4.7.5.

Sa mesure peut être affectée par les circonstances pratiques, de la même façon que pour l'énergie hydraulique massique *E* de la machine. Le 6.5.2 doit également être pris en considération pour la mesure de l'énergie massique nette à l'aspiration.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



$Z_s = z_r - z_{2'}$, où Z_s est positif lorsque le niveau $z_{2'}$ est inférieur au niveau de référence z_r et vice versa.

Figure 45 – Détermination de l'énergie massique nette à l'aspiration *NPSE* et de la hauteur de charge nette absolue à l'aspiration *NPSH*

Tant que la pression peut être mesurée à la section de référence basse pression, la formule générale s'applique directement et est valable tant en pompage qu'en turbinage. Soit:

$$NPSE = gNPSH = \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g(z_r - z_2)$$

Trois exemples de détermination de *NPSE* sont décrits ci-après (voir la Figure 45):

a) Manomètre à colonne de liquide (eau) au point 2:

$$p_{abs2} = \rho_2 g(z_{2'} - z_2) + p_{amb}$$

La formule simplifiée est:

$$NPSE = \frac{p_{amb} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g(z_r - z_{2'}) = \frac{p_{amb} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - gZ_s$$

b) Appareil de mesure de la pression effective au niveau z_{M2}, mesurant au point 2:

$$p_{abs2} = p_{M2} + \rho_2 g(z_{M2} - z_2) + p_{amb}$$

La formule simplifiée est:

$$NPSE = \frac{p_{M2} + p_{amb} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g(z_r - z_{M2})$$

c) Manomètre différentiel relié à un pot au niveau de référence de la machine:

La formule simplifiée est:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

$$NPSE = \frac{\Delta p + p_{amb} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2}$$

6.6 Mesurage du couple sur l'arbre

6.6.1 Généralités

Le calcul de la puissance mécanique à la roue P_m nécessite de déterminer le couple T_m appliqué à la roue:

$$P_m = 2\pi n T_m$$

avec

$$T_m = T \pm T_{Lm} \quad \begin{cases} + \text{ pour un sens de rotation en turbine} \\ - \text{ pour un sens de rotation en pompe} \end{cases}$$

T_{Lm} est le couple de frottement dans le système de joints et de paliers.

On peut utiliser deux principes de mesure différents pour mesurer le couple:

a) les dispositifs du type "châssis oscillant", où T_{Lm} est ce qu'on appelle un "couple interne", c'est-à-dire qu'il est pris en compte par le système lui-même (dans la suite, on parlera de "paliers des parties tournantes en balance", voir par exemple la Figure 46 et la Figure 47).

b) les dispositifs où T et T_{Lm} sont mesurés séparément (dans la suite, on parlera de "paliers des parties tournantes non en balance", voir par exemple la Figure 49).

Le couple T sur l'arbre de la roue peut être absorbé ou fourni par:

- une machine électrique, généralement un moteur/générateur à vitesse variable

ou être absorbé par différents types de freins:

- frein à courants de Foucault;
- frein hydraulique,
- frein mécanique.

6.6.2 Méthodes de mesurage du couple

6.6.2.1 Méthode primaire

Dans la méthode primaire, le couple T est déterminé par la force F appliquée à un bras de levier multipliée par le rayon r auquel elle est appliquée:

$$T = F \cdot r$$

La force appliquée pour équilibrer le dispositif monté en balance peut être mesurée par différents appareils:

a) des masses agissant sur un bras de levier (poids et longueur du bras étalonnés). Ceci constitue par nature la véritable méthode primaire.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

b) une des méthodes suivantes, qui peuvent être étalonnées sur place par la méthode primaire
   – transducteur de force,
   – manomètre (par l'intermédiaire d'un piston rotatif),
   – balance mécanique.

Pour améliorer l'exactitude avec laquelle la force totale est déterminée, il est conseillé de contrebalancer une part de la force agissant sur le bras de levier à l'aide de poids étalons.

6.6.2.2 Méthode secondaire

On peut utiliser un couplemètre sous réserve que son exactitude soit acceptable pour toutes les parties et qu'il soit étalonné par la méthode primaire. Un couplemètre est constitué par une longueur d'arbre dont la contrainte de torsion, lorsque l'arbre tourne, est convertie en signal électrique par une méthode optique, électrique ou autre. La conception et le montage de ce type de couplemètre doivent être tels que la vitesse, la température, les poussées axiale ou radiale n'influencent pas la mesure.

6.6.3 Méthodes pour absorber ou fournir la puissance

6.6.3.1 Moteur/générateur à vitesse variable

Cette méthode comporte une machine pouvant absorber ou fournir électriquement la puissance, montée de façon à ce qu'on puisse mesurer le couple mécanique. Cet appareil peut être utilisé aussi bien pour les modèles de turbines que de pompes.

6.6.3.2 Frein à courants de Foucault

Le fonctionnement de ce frein électromagnétique se limite à absorber la puissance.

6.6.3.3 Frein hydraulique

Ce frein absorbe la puissance hydrodynamiquement. Il ne convient pas pour une utilisation à faible vitesse, car la puissance absorbée varie comme n^3.

6.6.3.4 Frein mécanique

Ce frein absorbe la puissance par frottement. Il présente l'avantage de pouvoir appliquer des couples élevés à faible vitesse, voire même jusqu'à une vitesse de rotation nulle. Le couple appliqué doit être permanent et le dispositif mécanique exempt de vibrations.

6.6.4 Schémas de montage

6.6.4.1 Généralités

Les Figure 46 à Figure 54 illustrent un certain nombre de dispositifs pratiques comprenant des méthodes primaires et secondaires de mesurage du couple. Tous les dispositifs figurés peuvent être adaptés pour être montés sur un banc d'essai à axe horizontal ou vertical.

La Figure 46 et la Figure 47 illustrent le principe d'un montage en balance. Le couple exercé sur la roue est mesuré sur le bras du châssis oscillant.

Si le châssis oscillant est composé de deux châssis séparés, comme montré sur la Figure 48, les deux couples exercés sur ceux-ci doivent être mesurés et ajoutés algébriquement.

La Figure 49 montre un dispositif qui n'est pas entièrement en balance; les pertes dues aux paliers et au joint doivent donc être mesurées séparément.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

La Figure 50 montre un dispositif où l'arbre du modèle traverse le coude de l'aspirateur. Normalement, un tel dispositif n'est pas entièrement en balance et les pertes doivent donc être prises en compte.

Des dispositifs spéciaux sont nécessaires pour les essais de pompes ou de pompes-turbines à plusieurs étages, comme le montre la Figure 51. Il faut porter une attention particulière aux pertes mécaniques P_{Lm}, qui doivent être prises en compte correctement dans toute l'étendue de vitesses et de pressions pouvant survenir lors des essais.

La Figure 52 illustre un dispositif utilisant un couplemètre.

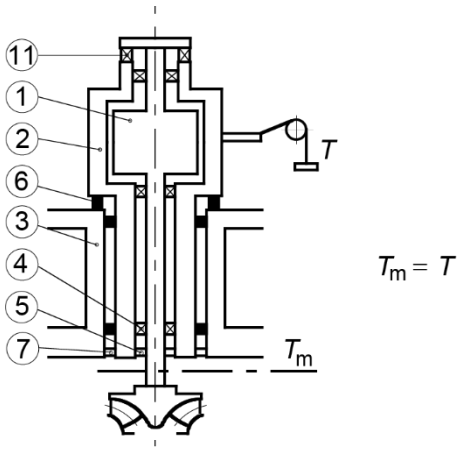
La Figure 53 et la Figure 54 montrent des variantes avec un palier-guide supplémentaire qui peut être en balance ou non.

La nomenclature pour les Figure 46 à Figure 54 est présentée au Tableau 8.

Tableau 8 – Nomenclature pour les Figure 46 à Figure 54

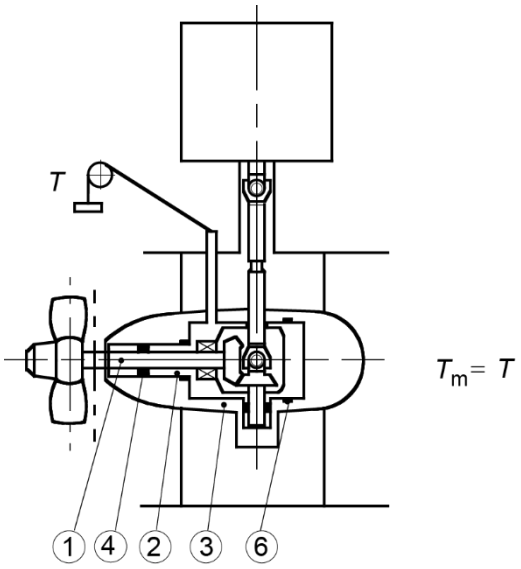
Objet	Description
1	parties tournantes
2	châssis oscillant
3	parties fixes
4	palier des parties tournantes en balance
5	joint mécanique en balance
6	palier à faible frottement du châssis oscillant
7	joint labyrinthe, membrane
8	palier des parties tournantes non en balance
9	joint mécanique des parties tournantes non en balance
10	couplemètre
11	butée axiale
— – —	section de référence pour la mesure du couple

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



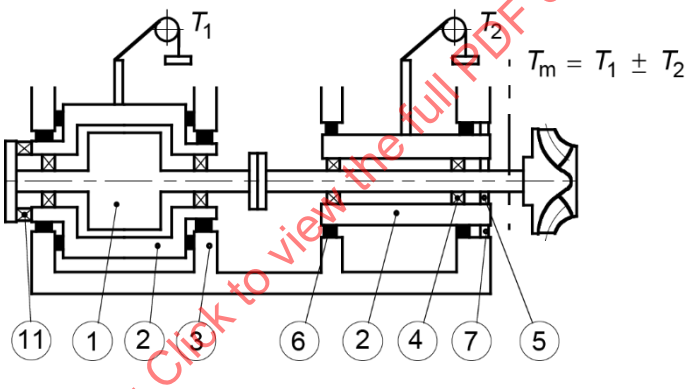
Voir le Tableau 8 pour la nomenclature.

Figure 46 – Montage en balance



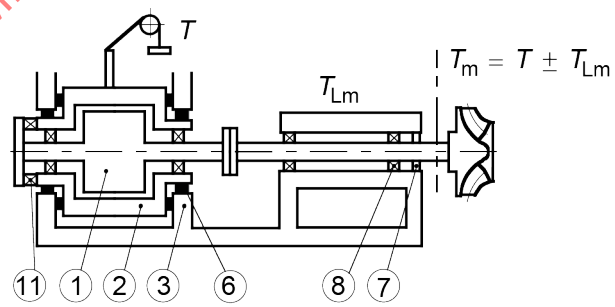
Voir le Tableau 8 pour la nomenclature.

Figure 47 – Montage en balance avec renvoi d'angle



Voir le Tableau 8 pour la nomenclature.

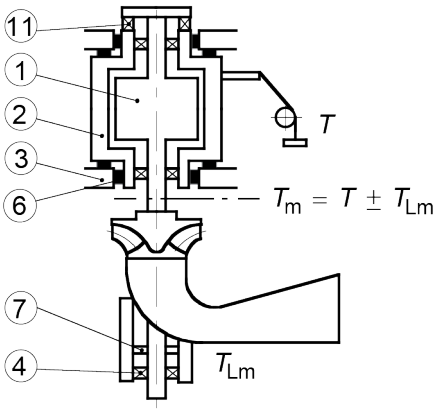
Figure 48 – Montage en balance avec deux châssis séparés



Voir le Tableau 8 pour la nomenclature.

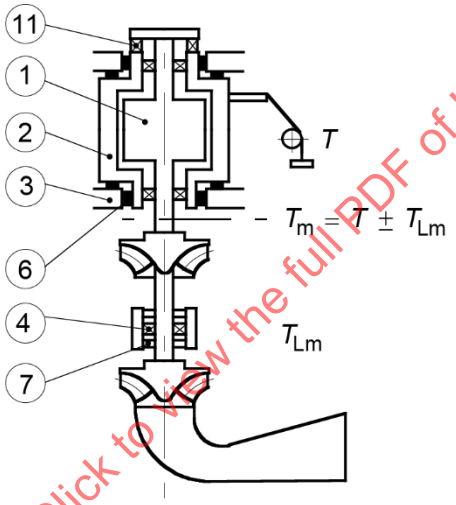
Figure 49 – Montage avec les paliers de la machine et les joints non en balance

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



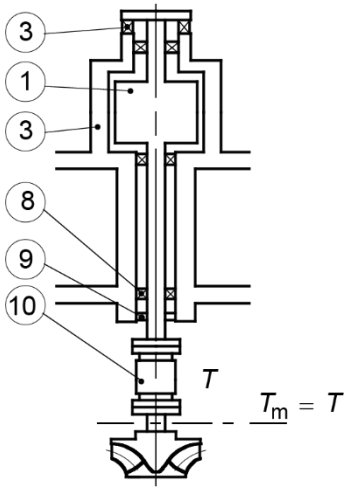
Voir le Tableau 8 pour la nomenclature.

Figure 50 – Montage avec palier inférieur et joint non en balance



Voir le Tableau 8 pour la nomenclature.

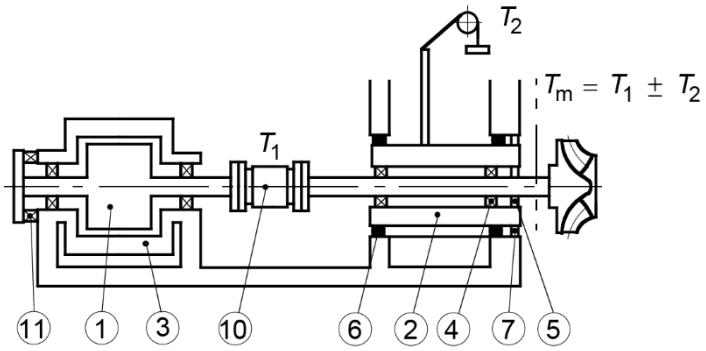
Figure 51 – Montage avec palier intermédiaire et joint non en balance



Voir le Tableau 8 pour la nomenclature.

Figure 52 – Montage utilisant un couplemètre

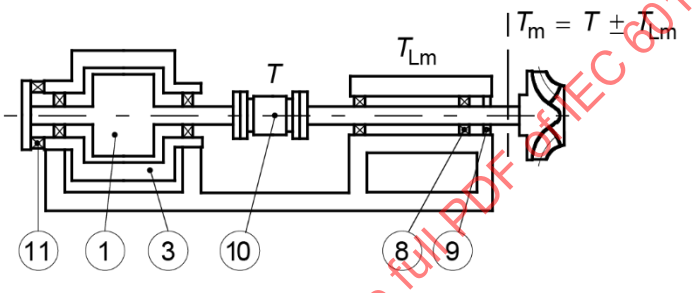
IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019



Également valable pour un montage vertical.

Voir le Tableau 8 pour la nomenclature.

Figure 53 – Montage utilisant un couplemètre avec les paliers de la machine et les joints en balance



Également valable pour un montage vertical.

Voir le Tableau 8 pour la nomenclature.

Figure 54 – Montage utilisant un couplemètre avec les paliers de la machine et les joints non en balance

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.6.4.2 Suspension du châssis oscillant

Pour respecter les exigences concernant l'incertitude de mesure dans tout le domaine d'essais, le châssis oscillant doit être supporté par des paliers spéciaux à faible frottement, c'est-à-dire par des paliers hydrostatiques à huile ou à eau. Il convient que le châssis oscillant soit parfaitement équilibré, sinon il faut limiter le mouvement de rotation.

6.6.4.3 Pertes par ventilation

Quelle que soit la vitesse de rotation du moteur/générateur, il ne doit pas y avoir de couple de réaction dû à la ventilation naturelle ou provoquée, sinon il faut en tenir compte.

6.6.4.4 Connexions du fluide de refroidissement

Le dispositif de mesure du couple doit être conçu de telle sorte que l'entrée et la sortie du fluide de refroidissement n'introduisent pas d'erreurs dues à des composantes tangentielles de la vitesse. Les canalisations flexibles (s'il en est fait usage) ne doivent entraîner aucune contrainte tangentielle mesurable, spécialement lorsqu'elles se trouvent sous pression. Il faut vérifier que les dispositifs d'amortissement (s'il en est fait usage) présentent une égale résistance au mouvement dans l'un ou l'autre sens. De plus, les joints d'arbre retenant le liquide doivent ou bien n'imposer aucun couple de frottement sensible ou bien être munis d'un dispositif de mesure du couple.

6.6.4.5 Joints

Si l'étanchéité entre parties oscillantes et parties fixes est réalisée par des joints à frottement ou à membrane, ceux-ci doivent être étalonnés.

6.6.4.6 Connexions électriques

Les connexions électriques ne doivent imposer aucune contrainte tangentielle mesurable. Des connexions en tresses de cuivre ou des contacts à mercure sont recommandés dans ce but.

6.6.5 Contrôle du système

6.6.5.1 Généralités

Les contrôles décrits ci-après sont recommandés afin de vérifier le fonctionnement correct de l'ensemble du dispositif de mesure du couple; l'appareil de mesure doit néanmoins être étalonné.

6.6.5.2 Test de sensibilité

La sensibilité du dispositif d'essai est la plus faible différence de couple qui peut être mesurée par le système. Elle dépend fortement de la conception et de la capacité du dispositif. Une sensibilité réduite indique un fonctionnement incorrect.

Selon la conception et la capacité du dispositif utilisé, la sensibilité doit être comprise entre 0,05 N·m to 0,5 N·m, la valeur inférieure étant valable pour $T_{m,max} < 500$ N·m.

6.6.5.3 Test de vitesse

Ce contrôle est effectué avec la roue démontée ou l'arbre désaccouplé. Le système fonctionne correctement si le couple mécanique T_m reste nul dans toute l'étendue des vitesses.

6.6.5.4 Contréquilibrage

Lors de ce contrôle, le couple ou la force exercé est contrebalancé, totalement ou partiellement, par des poids étalons. Le système fonctionne correctement si la valeur qu'il indique est réduite proportionnellement à ces poids.

6.6.6 Étalonnage

6.6.6.1 Méthode primaire

Lors de l'étalonnage, on doit mesurer les grandeurs suivantes:

- longueur du bras de levier;
- force exercée sur le bras de levier;
- tare sur le bras de levier, si nécessaire.

La force exercée sur le bras de levier doit être appliquée au moyen de poids étalons, en opérant à charges croissantes et décroissantes. Des rubans métalliques et des poulies sans frottement doivent être utilisés pour appliquer les poids équilibrant le couple.

6.6.6.2 Méthode secondaire

Lorsqu'on utilise cette méthode, on doit effectuer un étalonnage du dispositif par une méthode primaire. Le couplemètre tournant peut aussi être étalonné *in situ* à l'aide d'un couplemètre statique certifié.

6.6.6.3 Couple de frottement T_{Lm}

Il se peut qu'une partie du dispositif des paliers et des joints ne soit pas incluse dans le châssis oscillant. Dans ce cas, on doit déterminer le couple de frottement total correspondant T_{Lm} par un essai approprié, en tenant compte de sa variation en fonction de la vitesse de rotation et de la pression au joint d'arbre.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.6.7 Incertitude sur la mesure du couple (pour un intervalle de confiance de 95 %)

6.6.7.1 Incertitude sur la mesure du couple sur l'arbre par une méthode primaire

6.6.7.1.1 Longueur du bras du levier *r*

Il convient que la longueur du bras de levier *r* soit mesurée avec une incertitude comprise entre:

$$f_{r,s} = \pm 0{,}05\ \%\ \text{et}\ \pm 0{,}1\ \%$$

6.6.7.1.2 Force *F*

Il convient que la force *F* exercée sur le bras de levier soit mesurée avec une incertitude comprise entre:

$$f_{F,s} = \pm 0{,}05\ \%\ \text{et}\ \pm 0{,}1\ \%$$

6.6.7.2 Incertitude sur la mesure du couple sur l'arbre par une méthode secondaire

L'incertitude due aux erreurs systématiques sur la mesure du couple sur l'arbre dépend beaucoup du dispositif utilisé. Il convient que l'incertitude attendue soit de l'ordre de:

$$f_{T,s} = \pm 0{,}05\ \%\ \text{à}\ \pm 0{,}15\ \%$$

6.6.7.3 Incertitude sur la mesure du couple de frottement T_{Lm}

Lorsque l'ensemble des paliers et des joints n'est pas inclus dans le châssis oscillant, il est recommandé de mesurer le couple de frottement T_{Lm} avec une incertitude de:

$$f_{TLm,s} = \pm 0{,}02\ \%\ \text{à}\ \pm 0{,}05\ \%\ \text{de}\ T_{m,max}$$

6.6.7.4 Incertitude totale sur la mesure du couple à la roue

Sur la base des incertitudes ci-dessus (voir 6.6.7.1 à 6.6.7.3) on peut calculer l'incertitude relative due aux erreurs systématiques sur le couple à la roue comme indiqué ci-après:

a) dans le cas d'une méthode primaire avec T_{Lm}, pris en compte sur le châssis oscillant (voir la Figure 46 et la Figure 47):

$$f_{Tm,s} = \sqrt{\left(f_{r,s}^2 + f_{F,s}^2\right)}$$

b) dans le cas d'une méthode secondaire (voir la Figure 52):

$$f_{Tm,s} = f_{T,s}\ \text{(défini dans 6.6.7.2)}$$

c) dans le cas d'une méthode primaire avec T_{Lm}, non pris en compte sur le châssis oscillant (voir Figure 49, Figure 50 et Figure 51):

l'incertitude absolue due aux erreurs systématiques est:

$$e_{Tm} = \sqrt{T^2 f_{T,s}^2 + T_{Lm}^2 f_{T_{Lm,s}}^2} = \sqrt{T^2\left(f_{r,s}^2 + f_{F,s}^2\right) + T_{Lm}^2 f_{T_{Lm,s}}^2}$$

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

et l'incertitude relative due aux erreurs systématiques est alors

$$f_{Tm} = \frac{e_{Tm}}{T_m}$$

d) dans le cas d'une méthode secondaire avec T_{Lm}, non pris en compte sur le châssis oscillant (voir la Figure 54):

l'incertitude absolue due aux erreurs systématiques est:

$$e_{Tm} = \sqrt{T^2 f_{T,s}^2 + T_{Lm}^2 f_{Lm,s}^2}$$

et l'incertitude relative due aux erreurs systématiques est alors:

$$f_{Tm} = \frac{e_{Tm}}{T_m}$$

6.7 Mesurage de la vitesse de rotation

6.7.1 Généralités

La détermination de la puissance mécanique à la roue nécessite de connaître la vitesse de rotation de l'arbre de la roue.

6.7.2 Méthodes de mesurage de la vitesse

La vitesse de rotation du modèle de turbine ou de pompe peut être mesurée par l'une des méthodes suivantes:

- comptage des impulsions engendrées par l'arbre du modèle, à l'aide d'un compteur électronique et d'une base de temps. Le générateur d'impulsions peut être électrique ou optique;
- fréquencemètre électrique relié à un générateur entraîné directement par l'arbre du modèle;
- tachymètre électrique de grande précision comprenant un aimant permanent stable entraîné directement par l'arbre du modèle.

6.7.3 Contrôle

Habituellement, l'appareil de mesure de la vitesse n'est pas vraiment étalonné mais contrôlé

- soit par comparaison avec un autre appareil de mesure de vitesse;
- soit par contrôle séparé du comptage des impulsions et de l'exactitude de la base de temps.

En cas de mauvais fonctionnement, les erreurs possibles sont dues:

- à des impulsions manquantes;
- à une variation de la base de temps.

6.7.4 Incertitude de mesure

Lorsqu'on utilise l'appareillage mentionné ci-dessus, on peut s'attendre à une incertitude due aux erreurs systématiques comprise entre

$$f_{n,s} = \pm 0{,}01\ \%\ \text{et}\ \pm 0{,}05\ \%$$

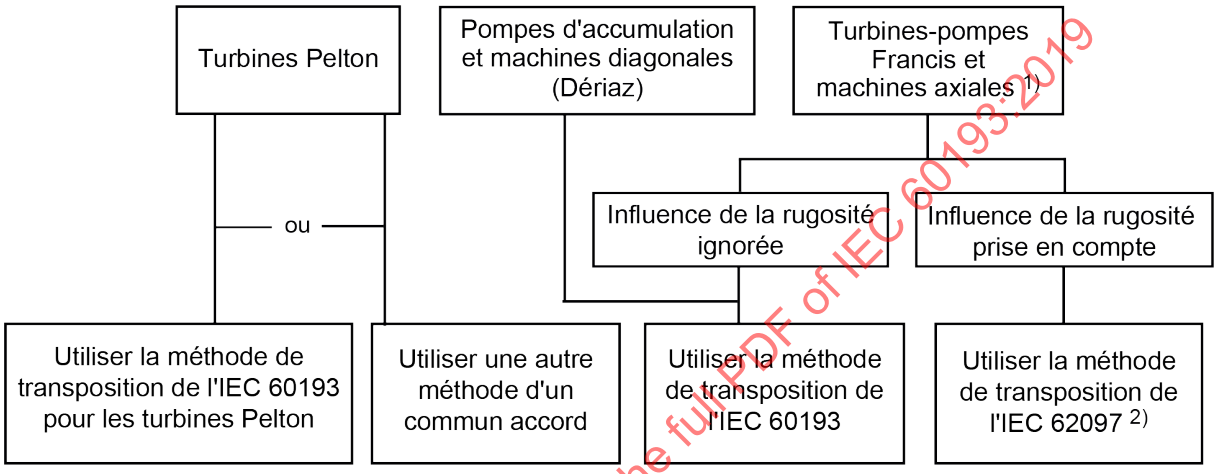
IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.8 Calcul et présentation des résultats d'essai

6.8.1 Généralités

Les garanties principales de performances hydrauliques vérifiables par un essai sur modèle (voir 4.2) portent sur: la puissance, le débit et/ou l'énergie hydraulique massique, le rendement, la vitesse et/ou le débit d'emballement stabilisé.

Les résultats de l'essai sur modèle doivent être transformés en grandeurs directement comparables aux valeurs spécifiées ou garanties dans le contrat. Les procédures permettant de calculer ces grandeurs sont décrites ci-après, sont. Toutefois, des conditions spécifiques doivent être respectées, voir la Figure 55.



1) La méthode de transposition de l'IEC 60193 doit être appliquée si ni l'influence de la rugosité des surfaces hydrauliques ni l'IEC 62097 ne sont exigées.

2) Les méthodes de transposition des turbines Francis à bâche fronto-spirale et des machines axiales sont simplifiées et que partiellement validées par manque de données. Pour le cas des turbines Francis à bâche fronto-spirale et des machines axiales, il est recommandé d'appliquer, d'un commun accord, une procédure de calcul basée sur la méthode de transposition de l'IEC 62097, sinon, la méthode de transposition de l'IEC 60193 doit être appliquée.

Figure 55 – Choix de la méthode de transposition appropriée

L'Annexe E détaille les applications et les limites des deux méthodes de transposition qui sont présentées dans la Figure 55 pour les machines à réaction. La procédure utilisée pour la transposition des résultats d'essai doit faire l'objet d'un accord entre les parties avant le début des essais.

Dans le cas des turbines à action (Pelton), s'il est stipulé dans le contrat, l'effet d'échelle doit être calculé conformément à l'Annexe I.

Pour les machines à réaction, les articles qui suivent décrivent les procédures à suivre pour le calcul et la présentation des résultats en utilisant les formules de transposition dans l'Annexe D:

- le 6.8.2 traite du calcul de la puissance mécanique à la roue, du débit et/ou de l'énergie hydraulique massique et du rendement hydraulique dans le domaine garanti, compte tenu de l'influence de la cavitation (voir 6.8.2.3.8 et 6.8.2.4.2).
- le 6.8.3 traite du calcul de la vitesse et du débit d'emballement stabilisé, compte tenu de l'influence de la cavitation (voir 6.8.3.2).

L'Annexe C présente un résumé de la procédure d'essai et de calcul.

Pour l'essai de performances hydrauliques d'une machine, le Tableau 9 présente:

- les paramètres géométriques;

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- les variables hydrauliques indépendantes;
- les variables hydrauliques dépendantes.

Tableau 9 – Variables définissant le point de fonctionnement d'une machine

	MACHINE		
	A simple réglage	**A double réglage**	**Non-réglable**
Paramètre géométrique	**α ou β ou s**	**α et β**	**–**
Variables hydrauliques indépendantes	E_{nD}, Q_{nD}, σ_{nD} ou n_{ED}, Q_{ED}, σ	E_{nD}, Q_{nD}, σ_{nD} ou n_{ED}, Q_{ED}, σ	E_{nD} ou Q_{nD}, σ_{nD} ou n_{ED} ou Q_{ED}, σ
Variables hydrauliques dépendantes	η_h P_{nD} ou P_{ED}	η_h P_{nD} ou P_{ED}	η_h Q_{nD} ou E_{nD}, P_{nD} ou Q_{ED} ou n_{ED}, P_{ED}
Pour les essais d'emballement, $\eta_h = 0$ et $P_{nD} = P_{ED} = 0$; pour les machines non réglables, il n'existe qu'un seul point d'emballement (en négligeant l'influence de la cavitation).			

Des exemples de diagrammes de performances pour une turbine Francis, une turbine Kaplan, une pompe radiale, une pompe (axiale) à double réglage et une turbine Pelton sont donnés respectivement dans la Figure 56 et la Figure 57. Dans le cas d'une turbine à simple réglage, il est donné deux exemples de diagramme en colline tracés l'un en fonction des facteurs de débit et de vitesse (voir la Figure 56), l'autre en fonction des coefficients de débit et d'énergie (voir la Figure 57). Un exemple d'un diagramme de fonctionnement dans les quatre quadrants pour une pompe-turbine (radiale) à simple réglage est illustré par la Figure 62.

Les rendements hydrauliques mesurés sur deux machines à réaction géométriquement semblables pour tout couple de points de fonctionnement hydrauliquement semblables (voir 5.3.2) dans le domaine de rendement garanti sont généralement différents à cause de valeurs différentes du nombre de Reynolds d'essai, celui-ci influant sur le rendement hydraulique (et donc sur la puissance mécanique à la roue), comme décrit dans l'Annexe D.

Par conséquent, même pour une comparaison à des garanties données sur modèle, toutes les valeurs de rendement hydraulique calculées lors des essais sur un modèle donné doivent être rapportées à un nombre de Reynolds constant, habituellement fixé dans le contrat, à l'aide d'une formule de transposition (voir 4.1.4 et 6.8.2.1). Les symboles correspondants sont alors η_{hM*} et P_{ED*} ou P_{nD*}.

Le prototype a normalement un nombre de Reynolds Re_P bien défini. Le rendement hydraulique mesuré sur le modèle d'une machine à réaction doit être transposé en rendement hydraulique du prototype en tenant compte de l'effet d'échelle dû au nombre de Reynolds.

Dans le cas des machines à plusieurs étages, si le modèle est essayé avec un nombre réduit d'étages (voir 5.1.3.4.2), on doit convenir de la méthode de calcul des caractéristiques du modèle pour tenir compte de la diminution du nombre d'étages (fuites aux labyrinthes et pertes de puissance) et de la transposition de ces caractéristiques au prototype.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

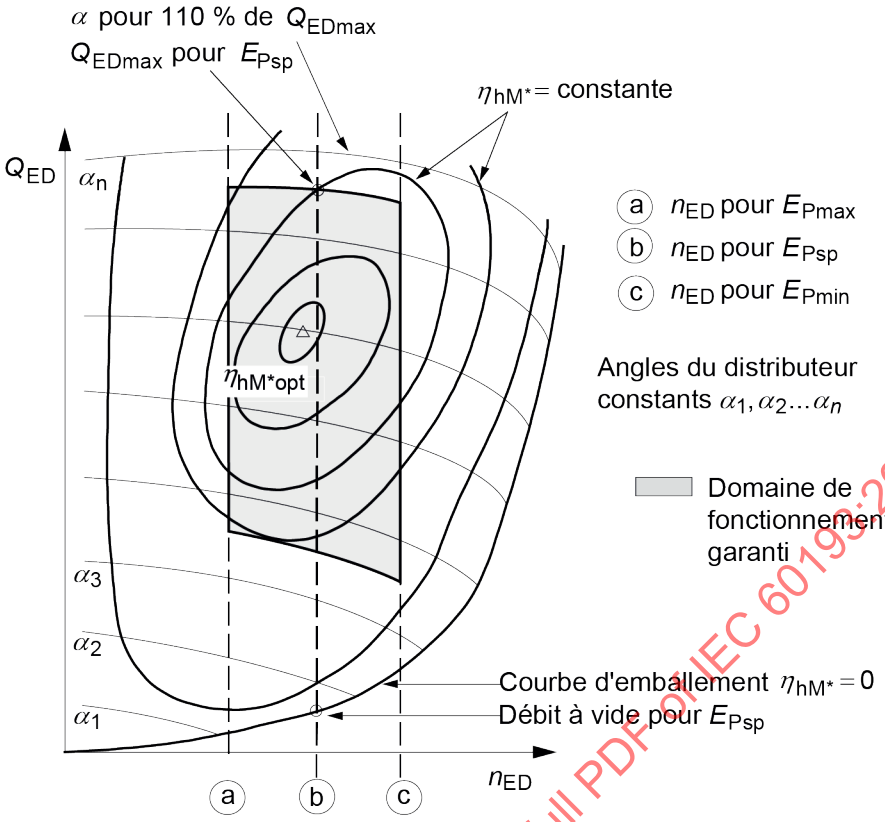


Figure 56 – Modèle de turbine à simple réglage (Francis): diagramme en colline (facteur de débit en fonction du facteur de vitesse)

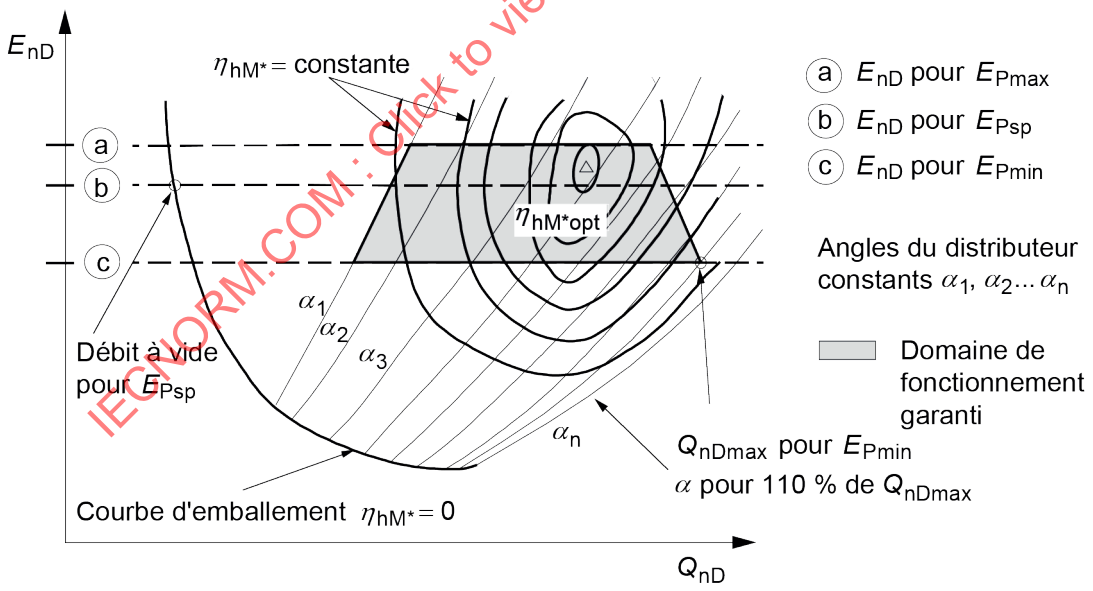


Figure 57 – Modèle de turbine à simple réglage (Francis): diagramme en colline (coefficient d'énergie en fonction du coefficient de débit)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

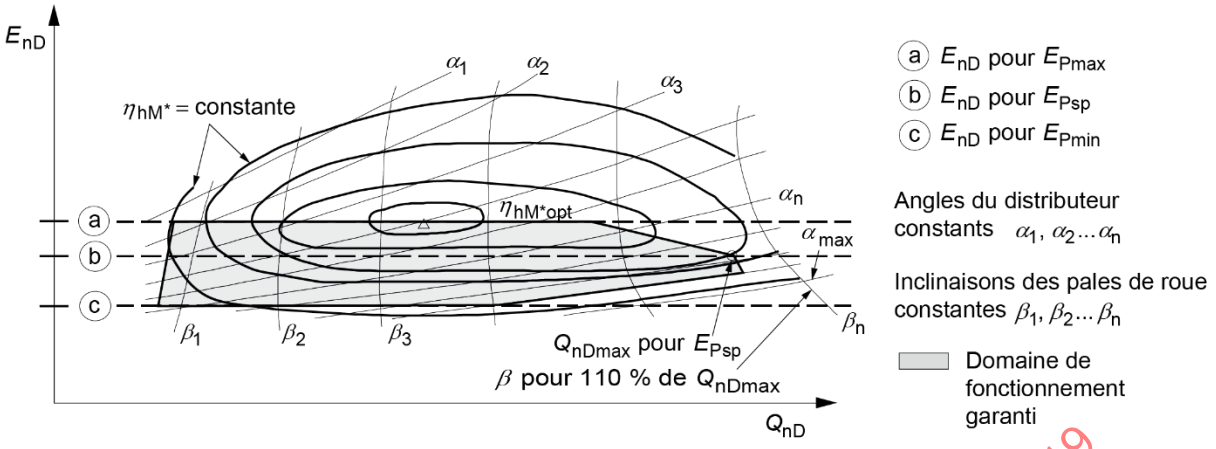


Figure 58 – Modèle de turbine à double réglage (Kaplan): diagramme en colline

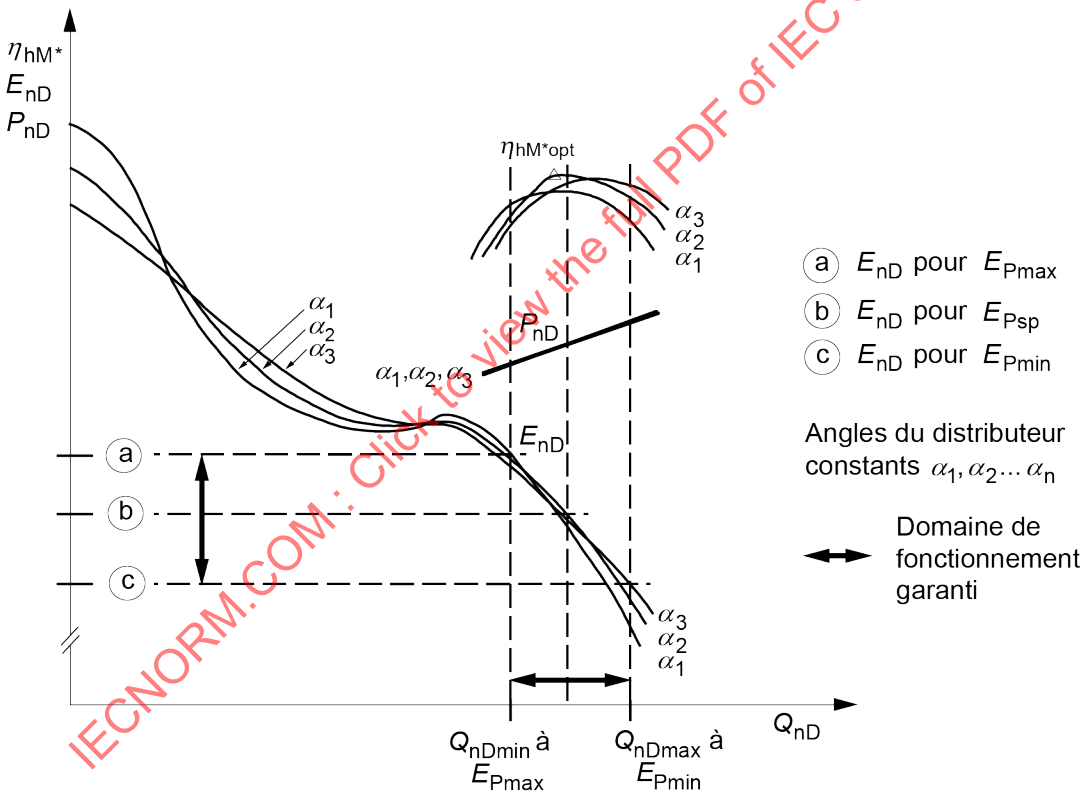


Figure 59 – Modèle de pompe à simple réglage (radiale): diagramme de performances

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

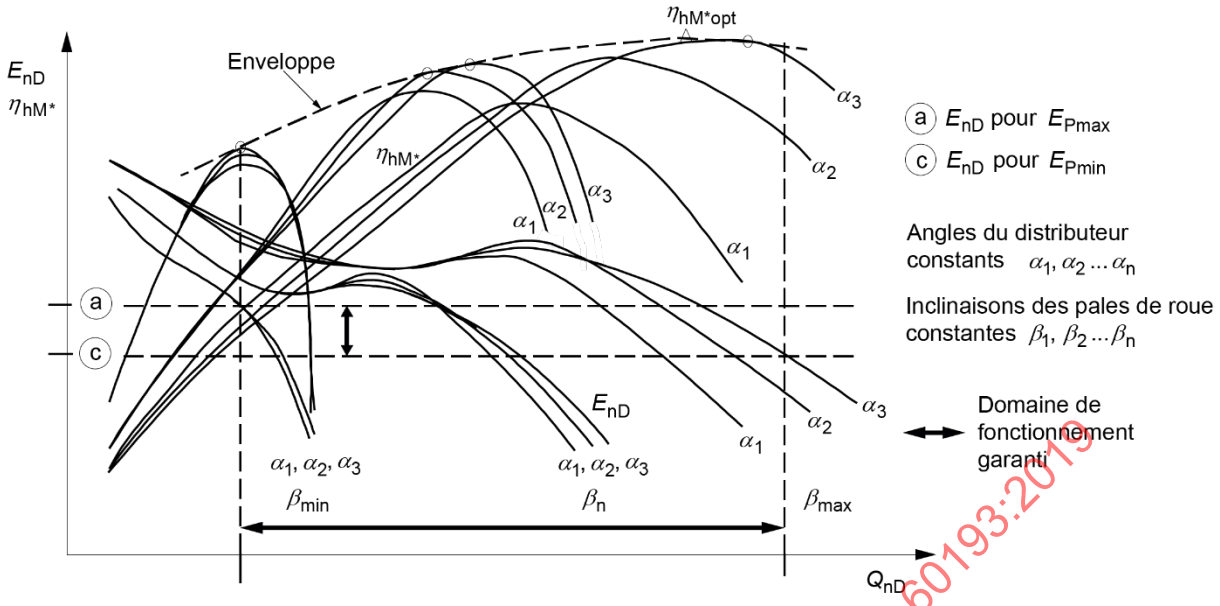


Figure 60 – Modèle de pompe à double réglage: diagramme de performances

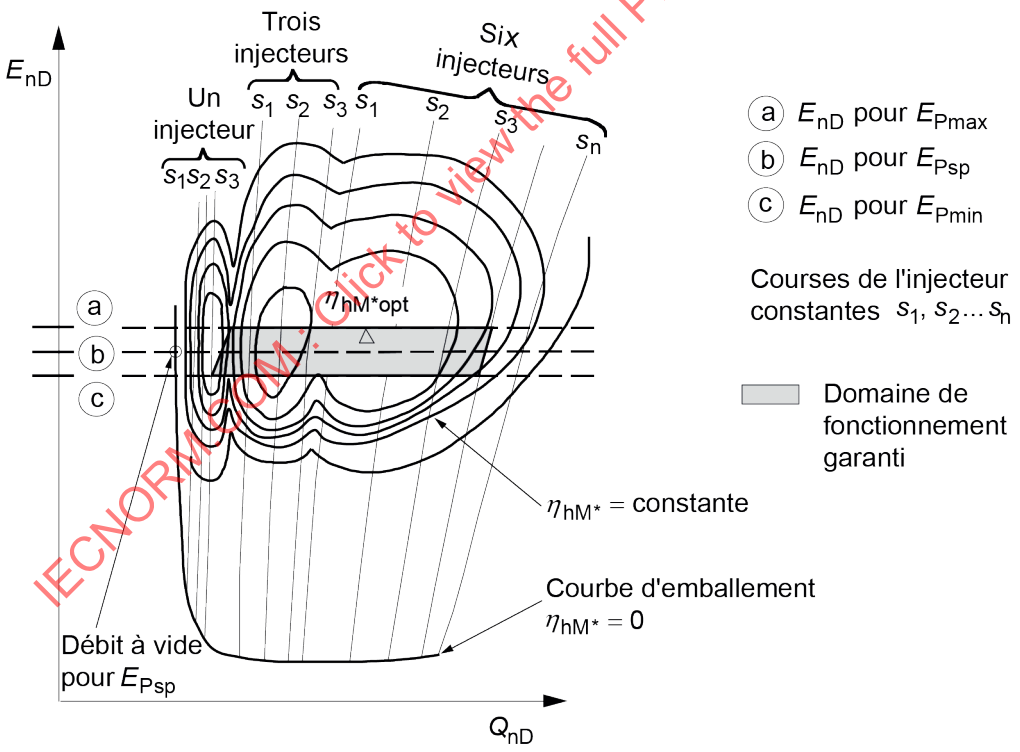


Figure 61 – Modèle de turbine Pelton: diagramme en colline (exemple d'une machine à six injecteurs)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

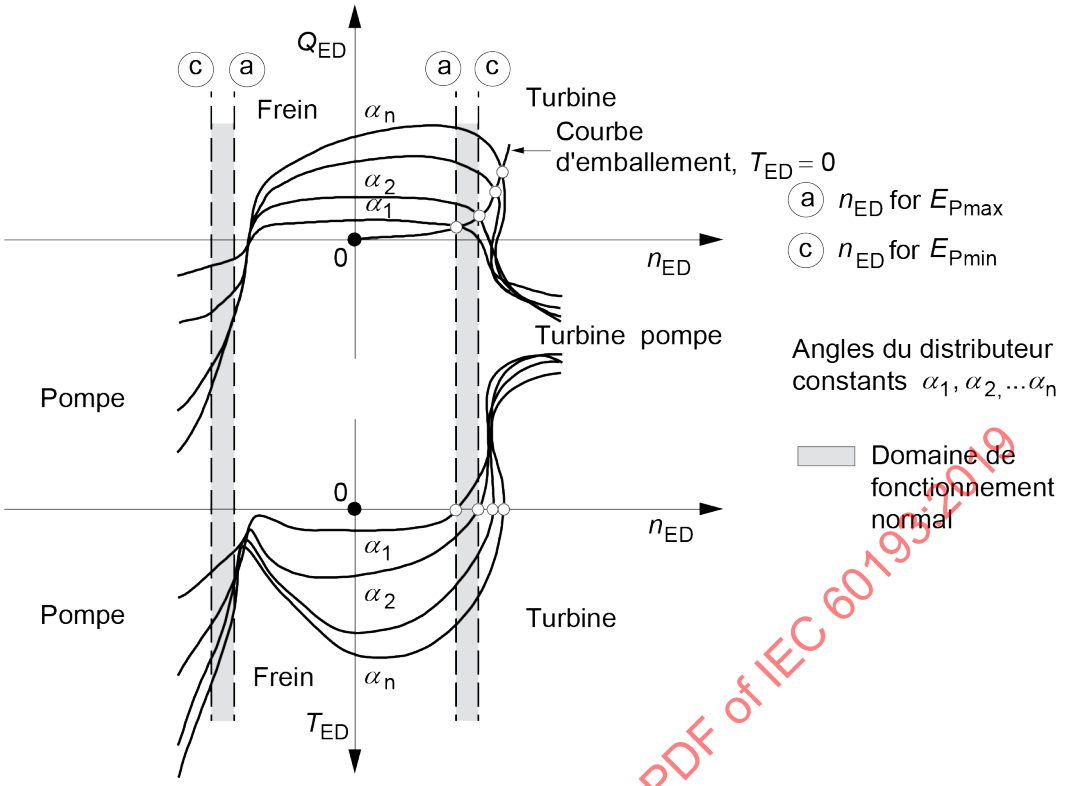


Figure 62 – Modèle de pompe-turbine radiale: diagramme général des quatre quadrants

6.8.2 Puissance, débit et rendement dans le domaine garanti

6.8.2.1 Calcul des performances du modèle

En chaque point, on relève une ou plusieurs lectures et/ou enregistrements des grandeurs physiques utilisées pour déterminer les performances hydrauliques du modèle (voir 5.6).

Les valeurs moyennes de E_M, Q_{1M}, n_M, P_{mM} et $NPSE_M$ sont alors calculées (voir 6.1); les formules données en 5.6.2.4 permettent de calculer le rendement hydraulique η_{hM} du modèle. Le nombre de Reynolds Re_M est calculé par la formule donnée en 3.4.12.1.

Si l'IEC 62097 n'est pas utilisée (voir la Figure 55), les recommandations suivantes sont applicables:

a) Machines à réaction

Si les garanties sont données pour un modèle à un nombre de Reynolds spécifié Re_{Msp}, il est de bonne pratique de choisir $Re_{M*} = Re_{Msp}$. Si l'essai sur modèle ne peut pas être effectué à nombre de Reynolds constant, le rendement hydraulique calculé pour chaque point à un nombre de Reynolds Re_M différent doit être rapporté à Re_{M*} (voir la Figure 63). Pour la formule de transposition, voir l'Annexe D.

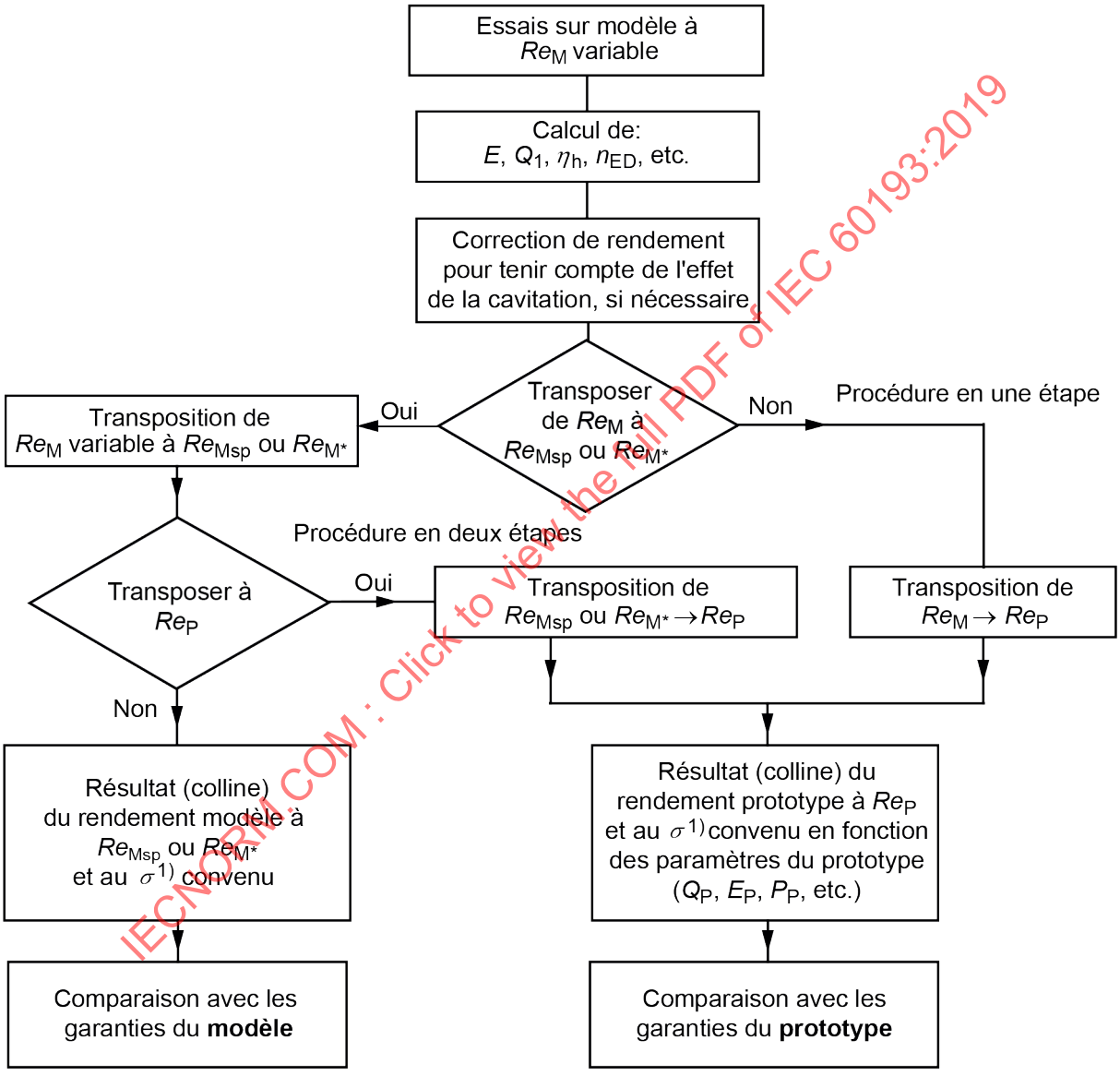
b) Turbines à action

Avec les turbines à action (Pelton), plusieurs constructeurs ont constaté des effets d'échelle qui dépendent essentiellement des nombres de Froude, de Reynolds et de Weber. Une procédure pour tenir compte de ces effets est proposée à l'Annexe I et peut être utilisée d'un commun accord.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

La transposition du rendement du modèle au prototype peut être effectuée en une étape ou deux étapes. Quand les résultats du modèle ne sont pas référencés à nombre de Reynolds constant (Re_{M*}, Re_{Msp}), alors la méthode en une étape peut être utilisée. Sinon, la méthode en deux étapes doit être utilisée pour transposer en premier lieu les rendements du modèle obtenus à nombre de Reynolds variable vers un nombre de Reynolds constant (Re_{M*}, Re_{Msp}), puis au nombre de Reynolds prototype Re_P.

L'ensemble des méthodes de transposition du modèle au prototype sont résumées dans l'organigramme de la Figure 63.



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

[1] En général, la valeur de σ retenue pour l'essai est égale à σ_{pl}.

Figure 63 – Machine à réaction: procédure pour calculer les résultats d'essai en vue de les comparer aux performances garanties

6.8.2.2 Calcul du facteur P_{ED*} (ou du coefficient P_{nD*}) de puissance mécanique à la roue

Sachant que Re_M est différent de Re_{M*} il faut corriger P_{ED} en P_{ED*} ou P_{nD} en P_{nD*} comme suit:

Turbines	Pompes
$P_{ED*} = P_{ED} \frac{\eta_{hM*}}{\eta_{hM}}$	$P_{ED*} = P_{ED} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hM*}}$
$P_{nD*} = P_{nD} \frac{\eta_{hM*}}{\eta_{hM}}$	$P_{nD*} = P_{nD} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hM*}}$

6.8.2.3 Présentation des performances du modèle

6.8.2.3.1 Généralités

Les trois types fondamentaux de machines hydrauliques:

- machines à simple réglage;
- machines à double réglage;
- machines non réglables

sont traités séparément. Chaque type de machine est divisé en turbine (ou pompe-turbine fonctionnant en turbine) et en pompe (ou pompe-turbine fonctionnant en pompe).

Puisque les garanties de rendement du modèle pour une valeur spécifiée Re_{Msp} sont établies habituellement en fonction des caractéristiques du prototype E_P et Q_{1P} (ou P_{mP}) pour les turbines ou Q_P (ou E_P) pour les pompes, les grandeurs relatives aux performances du modèle sont converties en grandeurs relatives au prototype en utilisant les formules appropriées (voir 6.8.2.5). L'influence de la cavitation sur les performances du modèle et sur la transposition du rendement est traitée en 6.8.2.3.8 et 6.8.2.4.2.

Dans tous les cas traités ci-après, la première étape est la détermination de $\eta_{hM\ opt}$, δ_{ref} et $\Delta\eta_h$ (voir D.2.2).

6.8.2.3.2 Turbine à simple réglage (Figure 64)

La procédure décrite ci-après s'applique à tous les types de machines hydrauliques, à action ou à réaction.

Habituellement, le rendement est garanti pour une vitesse spécifiée et pour une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées. Il est donc nécessaire que les résultats d'essai sur modèle fournissent un nombre de points ou de courbes suffisant pour couvrir le domaine garanti.

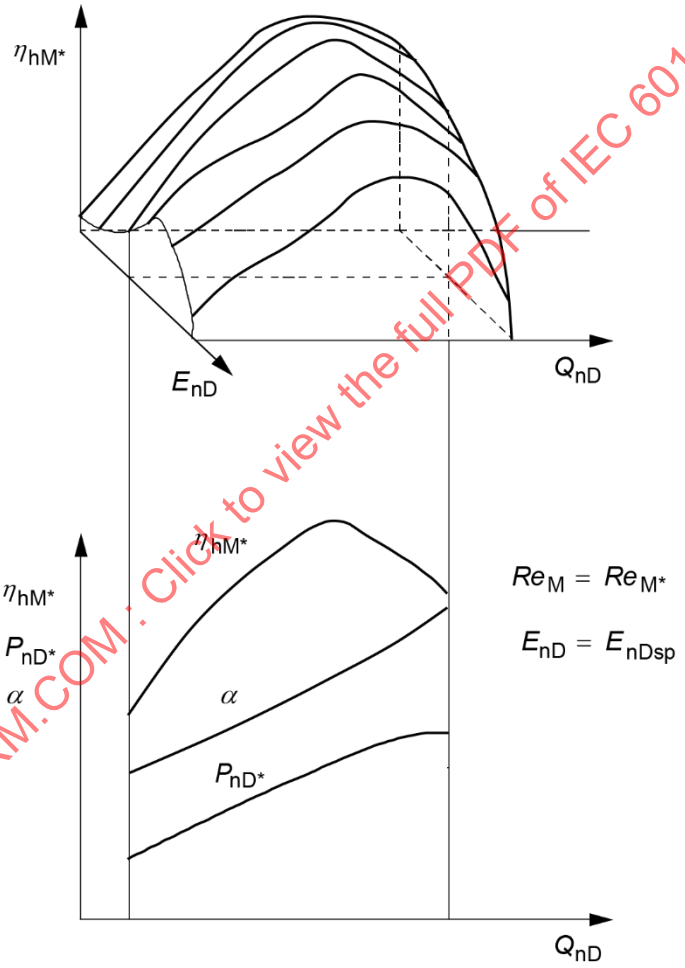
Si les essais sont effectués en choisissant des coefficients d'énergie ou des facteurs de vitesse approximativement égaux aux valeurs spécifiées, on peut obtenir un ensemble de points ou de courbes $\eta_{hM*}(Q_{nD})$ ou $\eta_{hM*}(Q_{ED})$ à utiliser pour la comparaison aux garanties (pour la détermination des meilleures courbes lisses, voir par exemple l'Annexe G). Comme il n'est pas possible d'effectuer les essais avec un facteur de vitesse rigoureusement constant, la procédure suivante est recommandée:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- mesurer un nombre suffisant de points pour tracer la surface tridimensionnelle (diagramme en colline) de $\eta_{hM*}(E_{nD}, Q_{nD})$ ou $\eta_{hM*}(n_{ED}, Q_{ED})$;
- couper cette surface tridimensionnelle représentant le rendement hydraulique aux valeurs spécifiées du coefficient d'énergie ou du facteur de vitesse. La Figure 64 montre la surface tridimensionnelle représentant η_{hM*} en fonction des coefficients d'énergie et de débit et sa section à la valeur spécifiée $E_{nD} = E_{nDsp}$.

La détermination de la surface tridimensionnelle (diagramme en colline) est indispensable si les garanties sont basées sur la production annuelle d'énergie.

Pour chaque valeur de E_{nDsp} (ou n_{EDsp}), les valeurs de η_{hM*} obtenues par l'une des méthodes ci-dessus permettent de tracer par le calcul la courbe du coefficient P_{nD*} (ou du facteur P_{ED*}) de puissance mécanique à la roue, pour comparaison aux garanties du modèle.



IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Figure 64 – Turbine à simple réglage: surface tridimensionnelle du rendement hydraulique et courbes caractéristiques à E_{nD} constant

6.8.2.3.3 Pompe à simple réglage (Figure 65)

Habituellement, le rendement et le débit sont garantis pour une vitesse spécifiée et pour une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques. Il est donc nécessaire que les résultats d'essai sur modèle fournissent un nombre de points ou de courbes suffisant pour couvrir le domaine garanti.

On trace les courbes[9] $\eta_{hM^*}(Q_{nD})$ et $E_{nD}(Q_{nD})$ ou $\eta_{hM^*}(E_{nD})$ et $Q_{nD}(E_{nD})$ pour différentes ouvertures du diffuseur et on calcule les coefficients de puissance mécanique P_{nD^*} correspondants (voir la Figure 65). Les ouvertures du diffuseur sont choisies en tenant compte du débit et du rendement garantis et des limites de puissance.

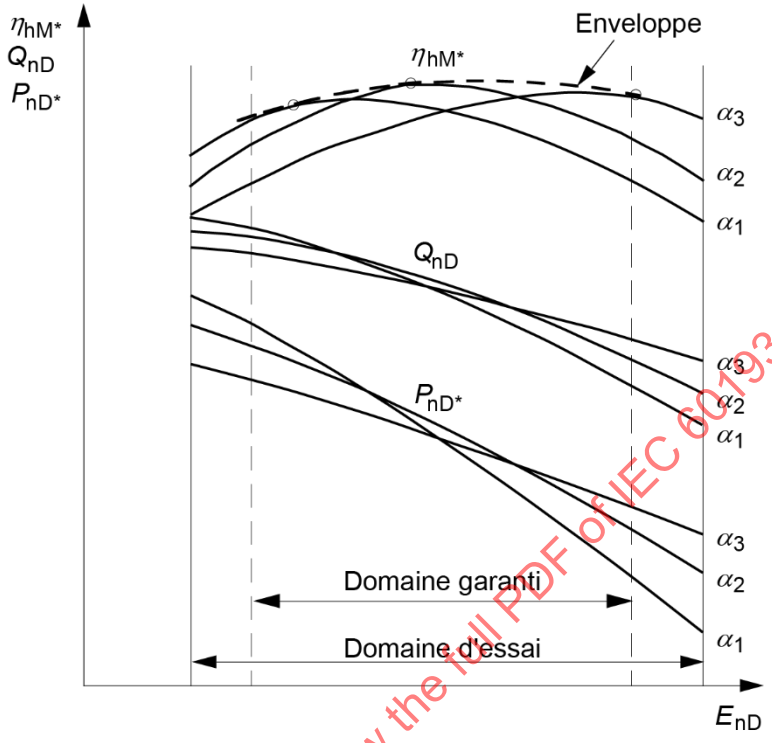


Figure 65 – Pompe à simple réglage: courbes caractéristiques

6.8.2.3.4 Turbine à double réglage (Figure 66)

Habituellement, le rendement est garanti pour une vitesse spécifiée et pour une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées. Il est donc nécessaire que les résultats d'essai sur modèle fournissent un nombre de points ou de courbes suffisant pour couvrir le domaine garanti.

Si les essais sont effectués en choisissant des coefficients d'énergie ou des facteurs de vitesse approximativement égaux aux valeurs spécifiées, on peut obtenir un ensemble de points ou de courbes[10] $\eta_{hM^*}(Q_{nD})$ ou $\eta_{hM^*}(Q_{ED})$ à utiliser pour la comparaison aux garanties; généralement, on effectue les essais en considérant la turbine à double réglage comme un ensemble de turbines à simple réglage ayant différentes inclinaisons fixes des pales de la roue. La Figure 66 montre les courbes caractéristiques tracées pour un modèle de turbine Kaplan en mesurant un certain nombre de points à six inclinaisons des pales de roue différentes β_1, β_2, etc. en maintenant E_{nD} constant (égal à E_{nDsp}): la courbe du rendement hydraulique η_{hM^*} en conjugaison est l'enveloppe de ces courbes et détermine la conjugaison optimale distributeur/roue[11].

Comme il n'est pas possible de faire les essais avec un coefficient d'énergie ou un facteur de vitesse rigoureusement constant, la procédure suivante est recommandée:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

---

9 Pour la détermination des meilleures courbes lisses, voir par exemple l'Annexe G.

10 Pour la détermination des meilleures courbes lisses, voir par exemple l'Annexe G.

11 Les conjugaisons (α,β) optimales pour le modèle et pour le prototype ne sont qu'approximativement identiques.

– mesurer un nombre suffisant de points pour tracer la surface tridimensionnelle (diagramme en colline) de: $\eta_{hM^*}(E_{nD}, Q_{nD})$ ou $\eta_{hM^*}(n_{ED}, Q_{ED})$, pour les différentes inclinaisons des pales de roue choisies;
– couper cette surface tridimensionnelle représentant le rendement hydraulique aux valeurs spécifiées du coefficient d'énergie ou du facteur de vitesse.

De cette façon, les valeurs de η_{hM^*} en conjugaison peuvent être déterminées comme sur la Figure 66.

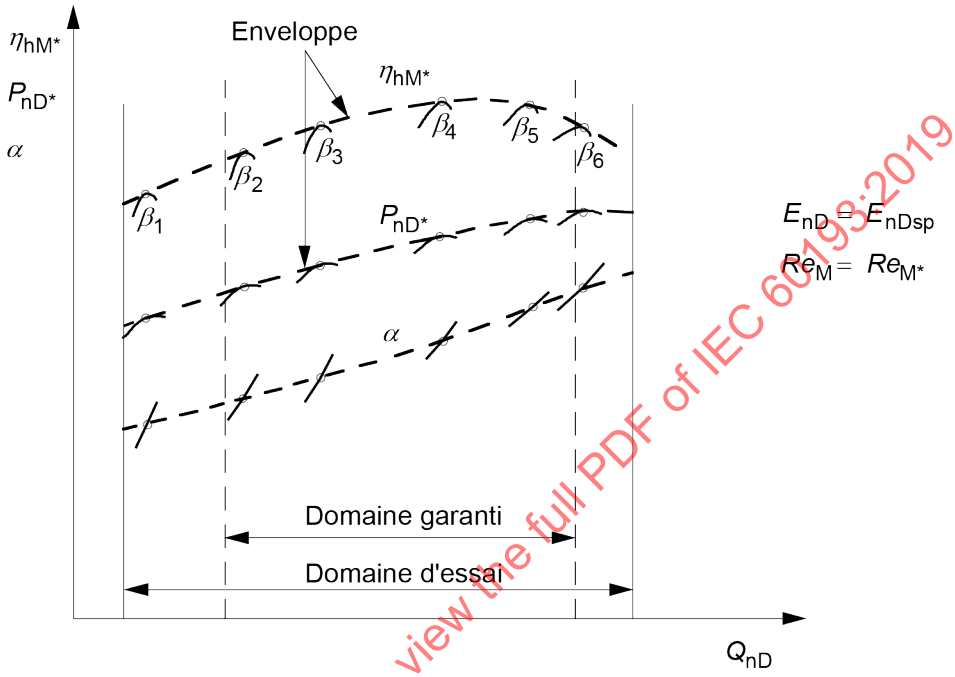


Figure 66 – Turbine à double réglage: courbes caractéristiques à E_{nD} constant

La détermination de la surface tridimensionnelle (diagramme en colline) est indispensable si les garanties sont basées sur la production annuelle d'énergie.

Pour chaque valeur de E_{nDsp} (ou n_{EDsp}) les valeurs de η_{hM^*} obtenues par l'une des méthodes ci-dessus permettent de tracer par le calcul la courbe du coefficient P_{nD^*} (ou du facteur P_{ED^*}) de puissance mécanique à la roue, pour comparaison aux garanties du modèle.

6.8.2.3.5 Pompe à double réglage (Figure 67)

Habituellement, le rendement et le débit sont garantis pour une vitesse spécifiée et pour une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques. Il est donc nécessaire que les résultats d'essai sur modèle fournissent un nombre de points ou de courbes suffisant pour couvrir le domaine garanti.

La procédure est la même que pour les turbines à double réglage (voir 6.8.2.3.4). La Figure 67 montre les courbes caractéristiques tracées pour un modèle de pompe à double réglage en maintenant E_{nD} constant (= E_{nDsp}).

Pour chaque valeur de E_{nDsp} (ou n_{EDsp}), les valeurs de η_{hM^*} obtenues par l'une des méthodes ci-dessus permettent de tracer par le calcul la courbe du coefficient P_{nD^*} (ou du facteur P_{ED^*}) de puissance mécanique à la roue, pour comparaison aux garanties du modèle.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

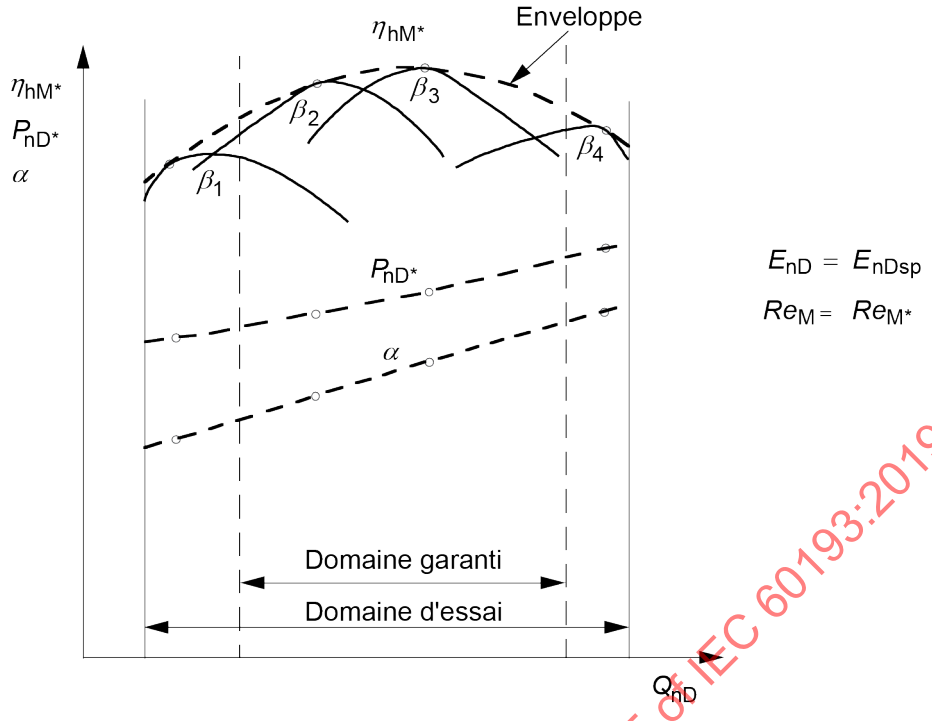


Figure 67 – Pompe à double réglage: courbes caractéristiques à E_{nD} constant

6.8.2.3.6 Turbine non réglable (Figure 68)

Habituellement, le rendement est garanti pour une vitesse spécifiée et pour une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques. Il n'y a qu'une seule variable indépendante: E_{nD} (ou Q_{nD}) ou n_{ED} (ou Q_{ED}) comme indiqué dans le Tableau 9.

La Figure 68 montre les courbes caractéristiques[12], y compris celle du coefficient P_{nD*} ou du facteur P_{ED*} de puissance mécanique calculé à partir du rendement hydraulique η_{hM*}. Ces courbes sont utilisées directement pour la comparaison aux garanties du modèle.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

12 Pour la détermination des meilleures courbes lisses, voir par exemple l'Annexe G.

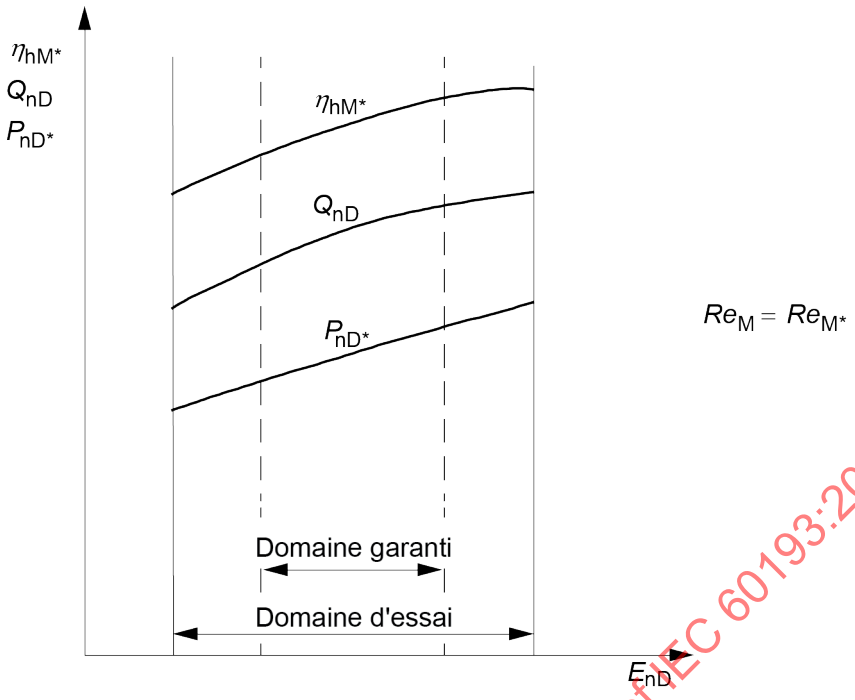


Figure 68 – Turbine non réglable: courbes caractéristiques

6.8.2.3.7 Pompe non réglable (Figure 69)

Habituellement, le rendement et le débit sont garantis pour une vitesse spécifiée et pour une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques. Il n'y a qu'une seule variable indépendante: E_{nD} (or Q_{nD}).

La Figure 69 montre les courbes caractéristiques P_{nD*}, y compris celle du coefficient de puissance mécanique P_{nD*} calculé à partir du rendement hydraulique η_{hM*}. Ces courbes sont utilisées directement pour la comparaison aux garanties du modèle. Pour la détermination des meilleures courbes lisses, voir l'Annexe G.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

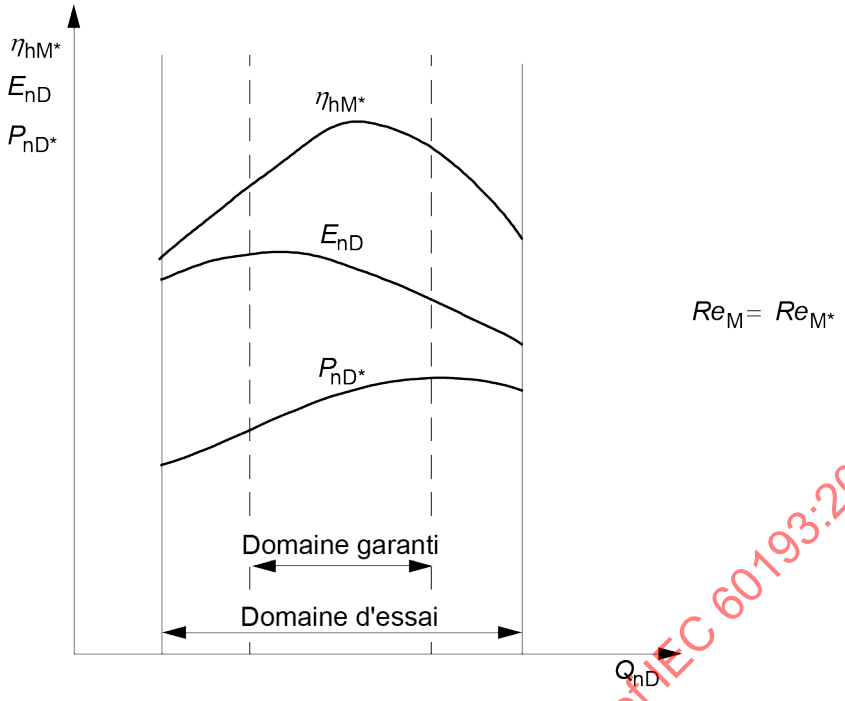


Figure 69 – Pompe non réglable: courbes caractéristiques

6.8.2.3.8 Influence de la cavitation sur la puissance, le débit et/ou l'énergie hydraulique massique et le rendement du modèle

Il est recommandé de vérifier l'influence de la cavitation, caractérisée par le nombre de Thoma (ou le coefficient de cavitation) sur les performances du modèle[13]. Les procédures d'essai à appliquer sont indiquées en 5.5.3.5 et 5.5.3.6.

Dans le cas où ces essais font apparaître une telle influence à l'intérieur du domaine garanti, la Figure 70 explique de quelle manière on peut corriger la courbe de rendement mesurée à $\sigma_M > \sigma_{pl}$ en un nombre suffisant et convenu de points de fonctionnement. L'influence de la cavitation sur le débit et sur le rendement observée à σ_{pl} est superposée à la courbe caractéristique mesurée à $\sigma_M > \sigma_{pl}$. Les valeurs des grandeurs caractérisant les performances hydrauliques que l'on doit considérer pour la comparaison aux garanties sont, le cas échéant, celles qui tiennent compte de l'influence de la cavitation dans les conditions de l'aménagement.

La Figure 71 présente les courbes de P_{ED}, Q_{ED}, et η_{hM} tracées, en un point de fonctionnement, en faisant varier le nombre de Thoma σ , dans le cas d'un modèle de turbine Francis ou de pompe-turbine fonctionnant en turbine; les courbes de la Figure 72 concernent un modèle de pompe, ou de pompe-turbine fonctionnant en pompe. Dans ce dernier cas, la courbe de Q_{ED} a été remplacée par celle de E_{nD}, plus significative. Dans le cas d'une pompe, on utilise σ_{nD} plutôt que σ, car E varie au cours des essais de cavitation[14].

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

---

13 Les valeurs de *NPSE* et σ sont déterminées dans la section de référence basse pression, section 2, du modèle (voir 3.4.7.5 et 3.4.7.6). Du fait qu'en général on ne connaît que le niveau libre de l'eau dans le canal de fuite de l'aménagement, il faut tenir compte, lorsqu'on calcule les valeurs de σ aux points de fonctionnement garantis, de l'énergie hydraulique massique dissipée entre le canal de fuite et la section 2. Dans le cas d'une pompe ayant un canal d'aspiration où le niveau libre peut être mesuré près de la section 2, les pertes d'énergie à l'entrée de la pompe peuvent être considérées comme négligeables et on admet que l'énergie hydraulique massique dans la section 2 correspond à sa submersion. Dans les autres cas, les parties doivent conclure un accord.

14 Pour une pompe, il peut aussi être utile de faire les essais avec E_{nD} approximativement constant, de même que sur la Figure 72.

Le nombre de Thoma déterminé sur le modèle est transposé en valeur du $NPSE_P$ du prototype à l'aide des formules données en 6.8.2.5.4.

Dans le cas où les garanties sont données pour le prototype, on doit tenir compte de l'influence de la cavitation sur la formule de transposition conformément à 6.8.2.4.2.

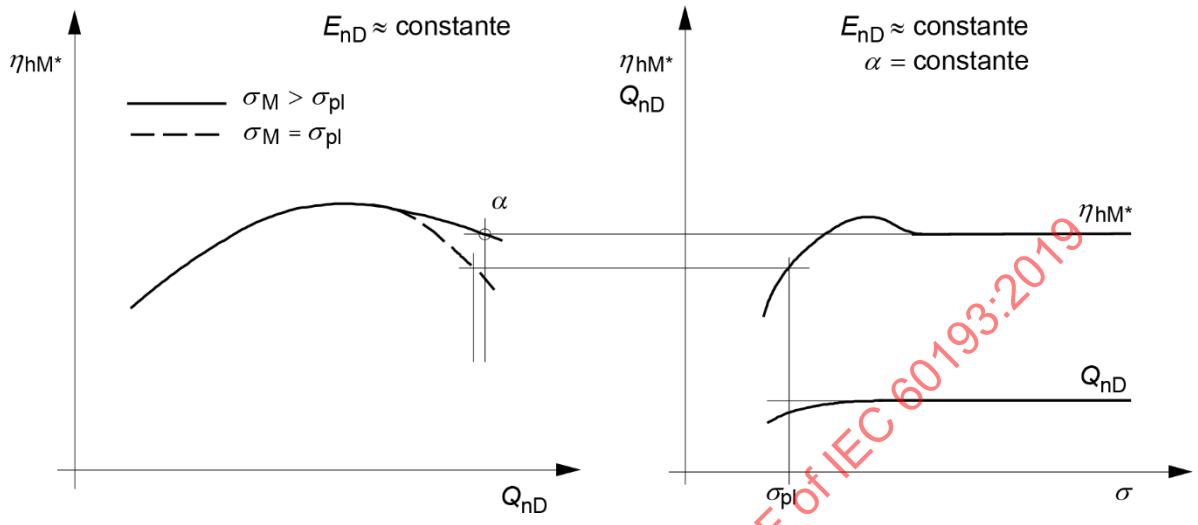


Figure 70 – Correction de la courbe de rendement pour prendre en compte l'influence de la cavitation (par exemple machines tubulaires en surcharge)

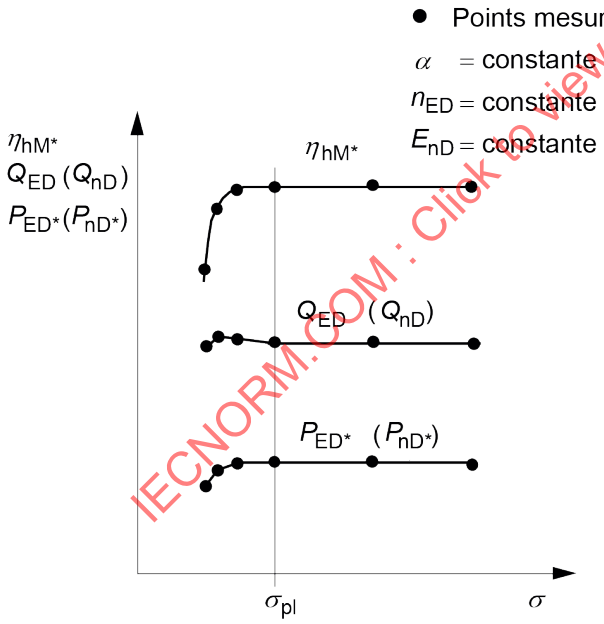


Figure 71 – Modèle de turbine Francis: courbes de cavitation

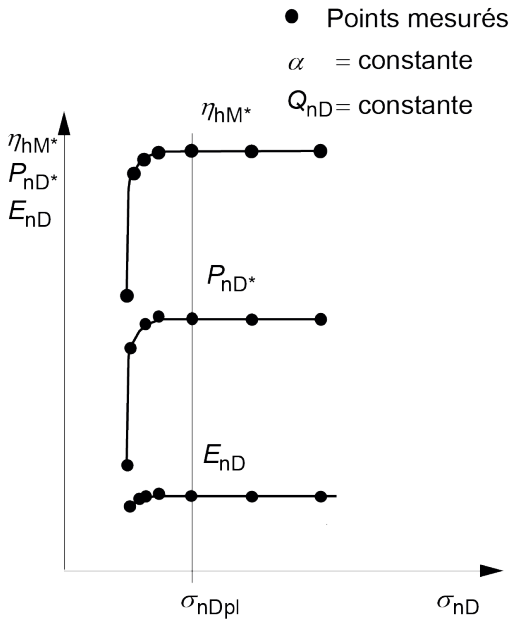


Figure 72 – Modèle de pompe: courbes de cavitation

6.8.2.4 Calcul des performances du prototype

6.8.2.4.1 Transposition du rendement

Pour une machine à réaction, si les garanties se réfèrent au prototype, les rendements η_{hM} ou η_{hM*} sont transposés aux rendements du prototype η_{hP} en utilisant les formules de l'Annexe D.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Pour une turbine à action, s'il a été convenu dans le contrat de tenir compte d'un effet d'échelle sur le rendement, on peut calculer $(\Delta\eta_h)_{M\to P}$ conformément à l'Annexe I.

Les autres grandeurs caractérisant les performances hydrauliques principales du prototype (débit, énergie hydraulique massique et puissance mécanique à la roue) sont obtenues en appliquant aux grandeurs mesurées sur le modèle les formules données en 6.8.2.5. La puissance mécanique à la roue du prototype est calculée en tenant compte de l'effet d'échelle sur le rendement hydraulique.

La méthode pour tracer[15] les courbes caractéristiques du prototype et pour déterminer les courbes à comparer aux garanties du prototype est la même que celle préconisée lorsque les garanties se réfèrent au modèle (voir 6.8.2.3).

6.8.2.4.2 Influence de la cavitation sur la validité de la formule de transposition

Bien qu'il n'existe pas de théorie scientifique démontrée sur l'effet d'échelle en présence de cavitation, on admet généralement que la formule de transposition utilisée en l'absence de cavitation peut être appliqué aux valeurs de σ où les performances ne sont pas influencées par la cavitation.

Sauf accord contraire, on admet par convention que cette formule de transposition peut encore être appliqué tant que l'augmentation ou la diminution du rendement hydraulique, due à la diminution du nombre de Thoma σ reste inférieure à 0,5 % (voir la Figure 73).

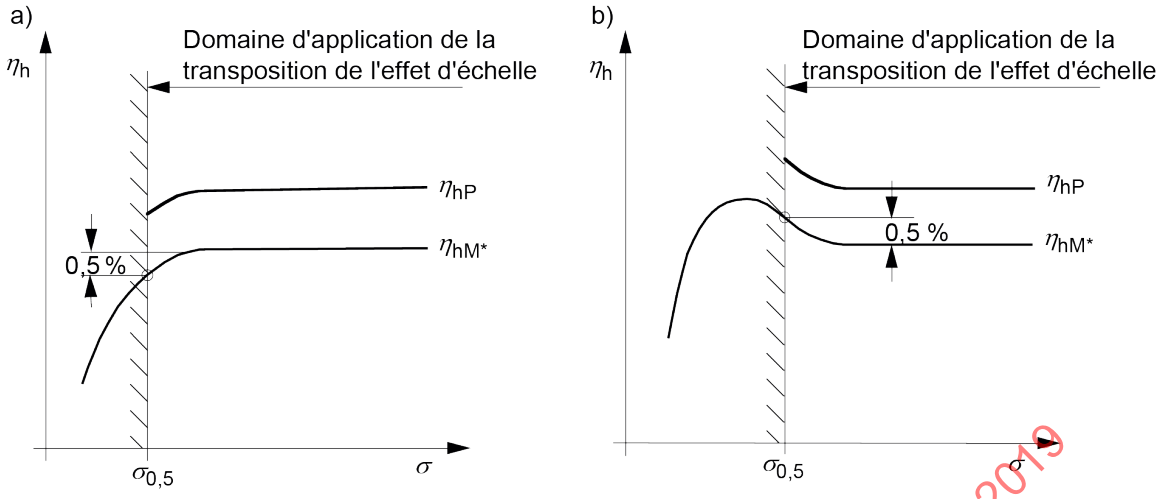
Lorsque le rendement est affecté de plus de 0,5 %, la relation entre les performances du modèle et celles du prototype est moins assurée et les parties doivent parvenir à un accord préalable entérinant cette relation.

La valeur de P_{mP} est déterminée sur la base des valeurs de η_{hP}, Q_P, E_p à σ_{pl}.

Dans les grandes turbines tubulaires, si la similitude de Froude ne peut pas être respectée (voir 5.3.5.2), il est recommandé que la méthode de transposition des caractéristiques en cavitation du modèle au prototype tienne compte de la répartition verticale de la cavitation, comme indiqué par exemple en [13].

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

15 Pour la détermination des meilleures courbes lisses, voir par exemple l'Annexe G.



a) Limite definie par 0,5 % de diminution du rendement

b) Limite definie par 0,5 % d'augmentation du rendement

Figure 73 – Courbes de cavitation d'une modèle de turbine Francis: exemples de limites d'application de la formule de transposition

6.8.2.5 Formules de calcul des performances du prototype dans le domaine des rendements garantis

6.8.2.5.1 Généralités

Les mesures effectuées lors de l'essai du modèle permettent de calculer, en chaque point, le débit Q_{1P}, l'énergie hydraulique massique E_P et la puissance mécanique à la roue P_{mP} du prototype géométriquement semblable et fonctionnant en similitude hydraulique (voir 5.3.2), à l'aide des formules en 6.8.2.5.2, 6.8.2.5.3 et 6.8.2.5.4.

6.8.2.5.2 Machines à réaction

Il est tenu compte de l'effet d'échelle dû au nombre de Reynolds qui influe sur le rendement hydraulique et donc sur la puissance mécanique à la roue[16]. Du fait que les données disponibles pour l'effet d'échelle sur le débit et sur l'énergie hydraulique massique ne font pas apparaître de tendance cohérente, on admet que seuls le rendement et la puissance (par suite de l'effet sur le rendement) sont influencés par les phénomènes d'effet d'échelle[17].

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + \left(\Delta\eta_h\right)_{M\to P}$$

où

$\left(\Delta\eta_h\right)_{M\to P}$ est calculé par la formule donnée dans l'Annexe D.

16 Dans le cas de turbines axiales fonctionnant sous une faible énergie hydraulique massique en un point éloigné du point de meilleur rendement, certaines mesures montrent une puissance différente de celle calculée conformément au présent document.

17 Les essais sur prototype montrent parfois un décalage des courbes $Q_{1P} = f(E_p)$ et par conséquent des courbes $P_{mP} = f(E_p)$ comparées aux courbes du modèle. Ce décalage de $Q_{1P} = f(E_p)$ est pris en compte pour déterminer la puissance mécanique maximale d'une pompe. Une approche possible est indiquée dans l'IEC 62097:2009,6.6.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

Deux méthodes sont possibles pour le calcul des caractéristiques du prototype:

a) Calcul direct à partir des grandeurs mesurées sur modèle:

$$Q_{1P} = Q_{1M}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{0,5} = Q_{1M}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3\frac{n_P}{n_M}$$

$$E_P = E_M\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2$$

– pour une turbine:

$$P_{mP} = \rho_{1P}Q_{1P}E_P\eta_{hP} = P_{mM}\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1,5}\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = P_{mM}\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5\left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}$$

avec

$$P_{mM} = \rho_{1M}Q_{1M}E_M\eta_{hM}$$

– pour une pompe:

$$P_{mP} = \frac{\rho_{1P}Q_{1P}E_P}{\eta_{hP}} = P_{mM}\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1,5}\frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} = P_{mM}\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5\left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3\frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}}$$

où

$$P_{mM} = \frac{\rho_{1M}Q_{1M}E_M}{\eta_{hM}}$$

b) Calcul à partir des facteurs (ou des coefficients) adimensionnels calculés au préalable à partir des grandeurs mesurées sur modèle

$$Q_{1P} = Q_{ED}D_P^2E_P^{0,5} = Q_{nD}D_P^3n_P$$

$$E_P = \frac{1}{n_{ED}^2}D_P^2n_P^2 = E_{nD}D_P^2n_P^2$$

– Pour une turbine:

$$P_{mP} = P_{ED}\rho_{1P}D_P^2E_P^{1,5}\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = P_{nD}\rho_{1P}D_P^5n_P^3\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}$$

– Pour une pompe:

$$P_{mP} = P_{ED}\rho_{1P}D_P^2E_P^{1,5}\frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} = P_{nD}\rho_{1P}D_P^5n_P^3\frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}}$$

Toutes les formules citées ci-dessus sont aussi valables lorsque le rendement hydraulique mesuré sur modèle a été transposé à un nombre de Reynolds constant (η_{hM*}) (voir 6.8.1).

6.8.2.5.3 Turbines à action (Pelton)

Les formules citées en 6.8.2.5.2 sont applicables dans les conditions suivantes:

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

- si on ne tient pas compte d'un effet d'échelle, on admet que $\eta_{hP} = \eta_{hM}$;
- s'il est convenu dans le contrat de tenir compte d'un effet d'échelle, $(\Delta\eta_h)_{M\to P}$ peut être calculé conformément à l'Annexe I.

6.8.2.5.4 Formules pour calculer le $NPSE_P$ du prototype

L'énergie massique nette à l'aspiration du prototype se calcule par l'une des formules suivantes:

$$NPSE_P = \sigma E_P = \sigma_{nD} n_P^2 D_P^2$$

6.8.3 Calcul de la vitesse et du débit d'emballement stabilisé

6.8.3.1 Détermination des courbes d'emballement stabilisé du modèle

L'effet d'échelle dû au nombre de Reynolds est supposé nul au voisinage du fonctionnement à l'emballement. L'effet du nombre de Thoma sur les courbes d'emballement peut être notable (voir 6.8.3.2).

Dans le cas d'une machine modèle à simple réglage, on relève pour chaque point un ensemble de lectures et/ou d'enregistrements des grandeurs physiques nécessaires à la détermination de la vitesse et du débit d'emballement stabilisé, le couple mécanique à la roue étant nul ($T_{mM} = 0$) (voir 5.5.3.7).

On calcule ensuite les valeurs moyennes de E_M, Q_{1M}, n_M et $NPSE_M$, puis on en déduit $n_{ED,R}$ et $Q_{ED,R}$ (ou $E_{nD,R}$ et $Q_{nD,R}$) par les formules de 3.4.13.

La courbe d'emballement[18] est tracée pour différentes ouvertures α ou s (voir la Figure 74); elle permet de déterminer la vitesse maximale d'emballement stabilisé $n_{ED,Rmax}$ et le débit maximal $Q_{ED,Rmax}$.

Dans le cas d'une machine modèle à double réglage, on trace normalement une courbe d'emballement pour chaque inclinaison β des pales de roue. On trace ensuite l'enveloppe de ces courbes afin de définir la vitesse et le débit d'emballement stabilisé maximaux (voir la Figure 78 et la Figure 79).

Dans le cas d'une machine modèle non réglable, la courbe d'emballement se réduit à un point lorsqu'on utilise des grandeurs adimensionnelles.

Les essais d'emballement doivent être effectués en faisant varier l'ouverture du distributeur, l'inclinaison des pales de roue ou la course de l'injecteur, de façon à balayer tout le domaine garanti.

Pour les turbines Pelton, on détermine la vitesse maximale d'emballement en tenant compte de l'influence du nombre d'injecteurs (voir la Figure 75).

S'il n'est pas possible, pendant les essais, d'obtenir un couple mécanique nul ($T_{mM} = 0$), on peut déterminer les conditions d'emballement par extrapolation (voir la Figure 76).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

[18] Pour une pompe, la vitesse et le débit d'emballement sont appelés habituellement "vitesse d'emballement en dévirage" et "débit d'emballement en dévirage".

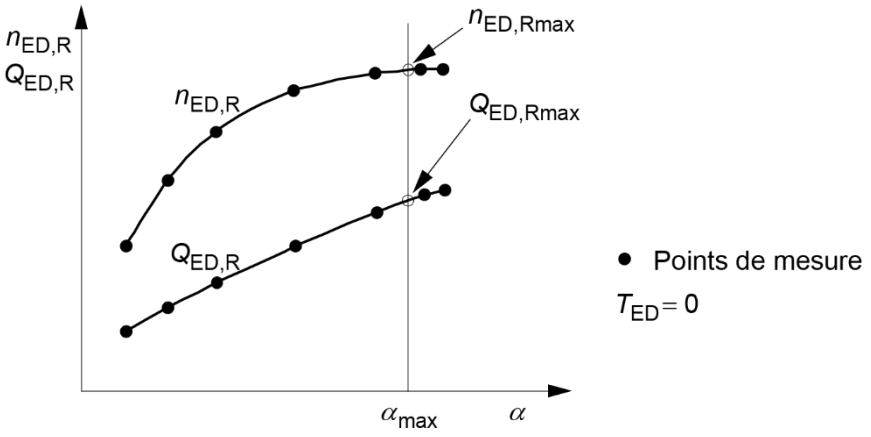


Figure 74 – Courbes d'emballement d'une turbine à simple réglage (Francis)

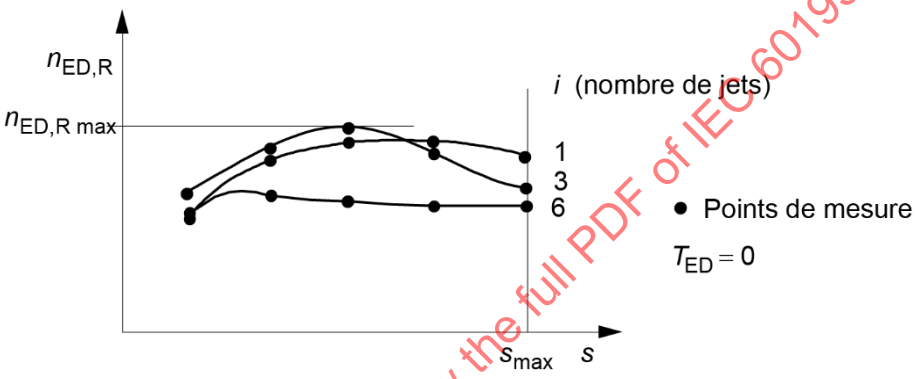


Figure 75 – Courbes d'emballement d'une turbine à simple réglage (Pelton à six jets)

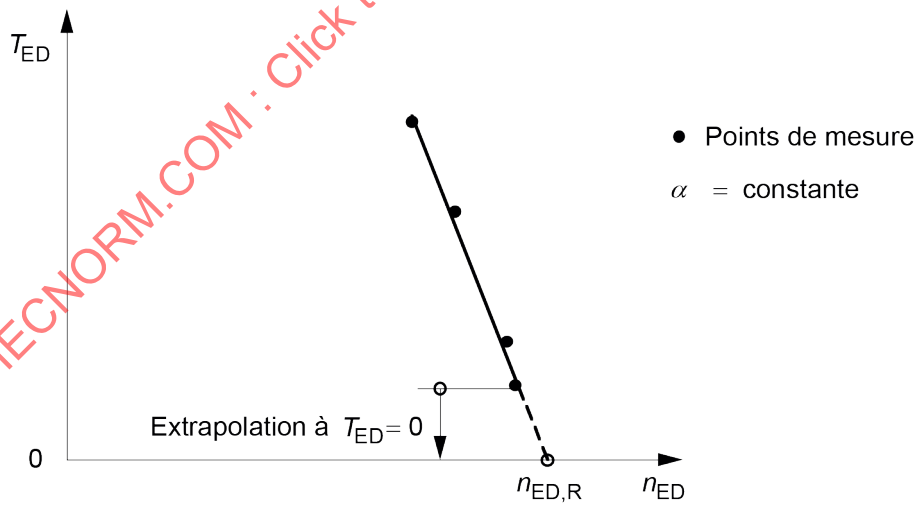


Figure 76 – Détermination de la vitesse d'emballement par extrapolation: exemple d'une turbine à simple réglage (Francis)

6.8.3.2 Influence de la cavitation sur la vitesse et débit d'emballement stabilisé

Il est recommandé de vérifier l'influence du nombre de Thoma sur les performances du modèle à l'emballement. La procédure d'essai à appliquer est exposée en 5.5.3.7.

La Figure 77 montre l'influence de la cavitation sur un modèle de turbine Francis de vitesse spécifique moyenne à l'ouverture du distributeur α_{max}.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

La cavitation a une influence importante sur les courbes d'emballement d'une turbine Kaplan. La Figure 78 montre les courbes $n_{ED,R}$ et $Q_{ED,R}$ en présence de cavitation à différentes ouvertures du distributeur α et inclinaisons des pales de roue β. La Figure 79 illustre le même phénomène en montrant les courbes $n_{ED,R}(Q_{ED,R})$ à σ élevé et at $\sigma = \sigma_{pl}$.

Le nombre de Thoma ou le coefficient de cavitation mesuré sur modèle est habituellement converti en $NPSE_P$ du prototype à l'aide des formules de 6.8.2.5.4.

Pour les grandes turbines tubulaires, si la similitude de Froude ne peut pas être respectée (voir 5.3.5.2), il est recommandé que la méthode de transposition des caractéristiques de cavitation du modèle au prototype tienne compte de la répartition verticale de la cavitation, comme l'indique par exemple la référence [14].

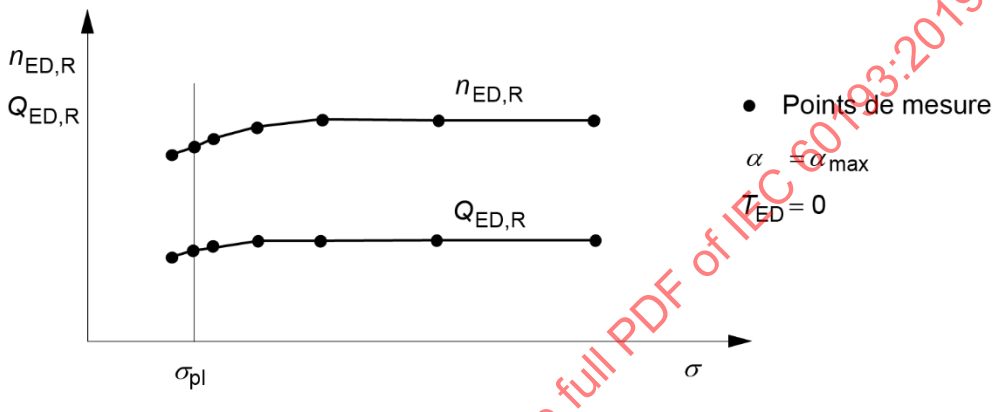


Figure 77 – Influence du nombre de Thoma sur la vitesse et le débit d'emballement d'une turbine à simple réglage (Francis)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

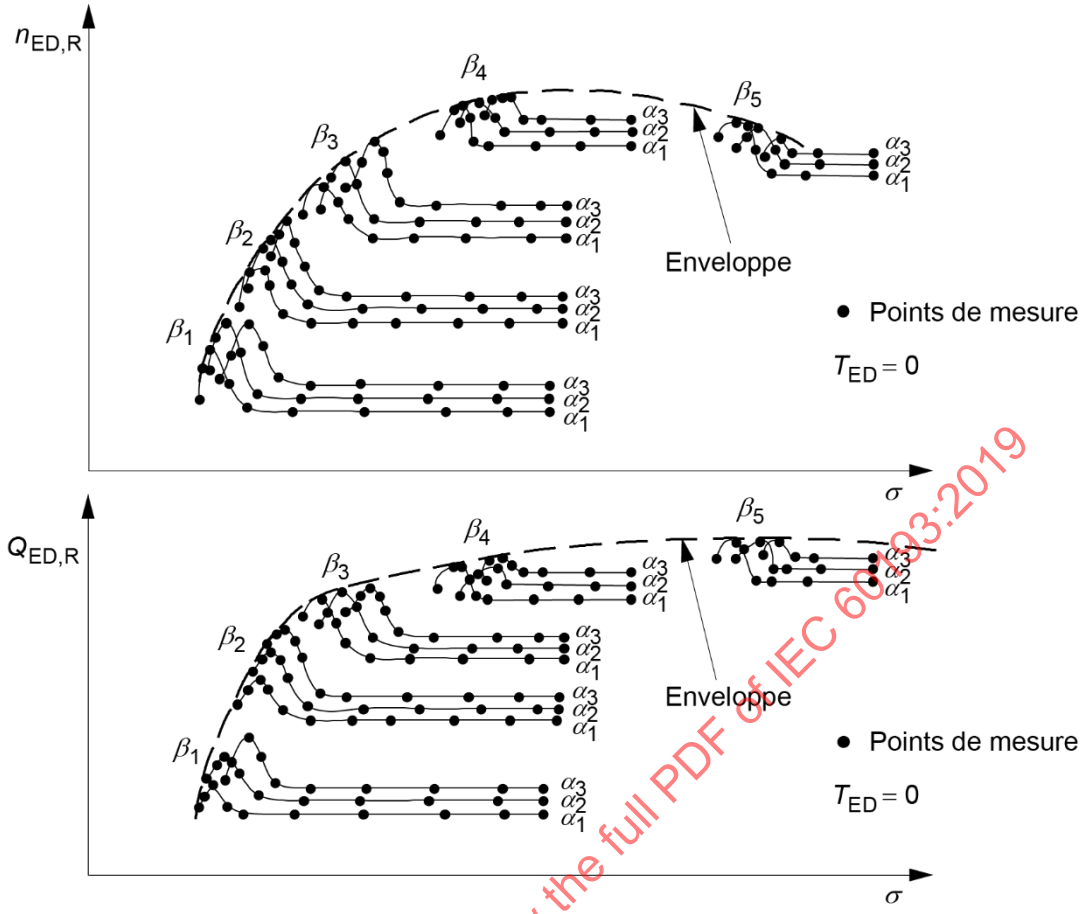


Figure 78 – Influence du nombre de Thoma sur la vitesse et le débit d'emballement d'une turbine à double réglage (Kaplan)

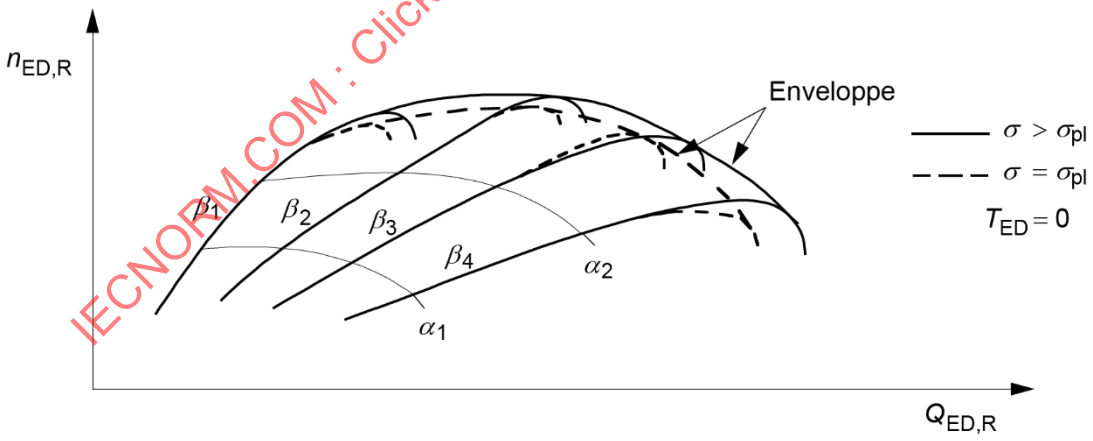


Figure 79 – Influence du nombre de Thoma sur les courbes d'emballement hors conjugaison d'une turbine à double réglage (Kaplan)

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.8.3.3 Calcul des courbes d'emballement stabilisé du prototype

Si les garanties pour l'emballement portent sur le prototype, on considère habituellement qu'il n'y a pas d'effet d'échelle, c'est-à-dire qu'au voisinage de l'emballement $P_{ED,M} = P_{ED,P}$. Les caractéristiques d'emballement du prototype sont calculées pour le nombre de Thoma de l'installation σ_{pl} à partir des résultats d'essai du modèle en utilisant les formules basées sur les lois de similitude (voir 6.8.3.4); les points de vitesse et de débit d'emballement maximaux sont ainsi déterminés. Si nécessaire et sauf accord contraire, les pertes par frottement dans la butée et les paliers-guides du groupe et dans le joint d'arbre ainsi que les pertes mécaniques et les pertes par ventilation de la machine électrique sont prises en compte comme exposé dans l'Annexe F.

6.8.3.4 Formules de calcul de la caractéristique d'emballement du prototype

Deux méthodes sont possibles:

a) Calcul direct à partir des grandeurs mesurées sur modèle

$$n_{R,P} = n_{R,M} \frac{D_M}{D_P} \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{0,5}$$

$$Q_{1,RP} = Q_{1,RM} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{0,5}$$

On utilise la formule

$$P_{mP} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1,5}$$

pour tracer la courbe $P_{mP}(n_P)$ nécessaire à la prise en compte des pertes par frottement dans les paliers et les joints et des pertes par ventilation (voir l'Annexe F).

b) Calcul à l'aide des facteurs (ou coefficients) adimensionnels calculés au préalable à partir des grandeurs mesurées sur modèle

$$n_{R,P} = n_{ED,R} \frac{E_P^{0,5}}{D_P}$$

$$Q_{1,RP} = Q_{ED,R} D_P^2 E_P^{0,5}$$

On utilise la formule

$$P_{mP} = P_{ED} \rho_{1P} D_P^2 E_P^{1,5}$$

pour tracer la courbe $P_{mP}(n_P)$ nécessaire à la prise en compte des pertes par frottement dans les paliers et les joints et des pertes par ventilation (voir l'Annexe F).

Pour le calcul de $NPSE_P$, voir 6.8.2.5.4.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.9 Analyse des erreurs

6.9.1 Définitions

6.9.1.1 Définition de l'erreur

L'erreur sur la mesure d'une grandeur est la différence entre cette mesure et la valeur vraie de la grandeur.

Aucune mesure d'une grandeur physique n'est exempte d'incertitudes, celles-ci provenant d'erreurs systématiques et aléatoires.

Les erreurs systématiques ne peuvent pas être éliminées par répétition des mesures, étant donné qu'elles sont dues aux caractéristiques de l'appareillage de mesure, de l'installation et des conditions de fonctionnement. Il est possible, par contre, de réduire l'erreur aléatoire par répétition des mesures, cette erreur aléatoire sur la moyenne de n mesures indépendantes étant de $\sqrt{n}$ fois inférieure à l'erreur aléatoire d'une mesure isolée (voir l'Annexe J).

6.9.1.2 Définition de l'incertitude

L'étendue dans laquelle on peut penser que se situera, avec une probabilité suffisamment grande, la valeur vraie de la grandeur mesurée est appelée "incertitude de mesure". Dans le cadre du présent document, la probabilité à utiliser doit être de 95 %.

L'incertitude sur la mesure d'une grandeur X peut être exprimée sous forme de valeur absolue e_X ou de valeur relative $f_X = e_X / X$.

6.9.1.3 Types d'erreurs

6.9.1.3.1 Généralités

Trois types d'erreurs doivent être considérées:

- les mesures aberrantes (voir 6.9.1.3.2);
- les erreurs aléatoires (voir 6.9.1.3.3);
- les erreurs systématiques (voir 6.9.1.3.4).

6.9.1.3.2 Mesures aberrantes

Ce sont les erreurs humaines ou les erreurs dues à un mauvais fonctionnement des appareils de mesure et qui dénaturent une mesure, par exemple mauvaise transcription d'un résultat ou présence de poches d'air dans la conduite reliant une tuyauterie d'eau à un manomètre. Il convient de ne pas prendre ces erreurs en compte dans une analyse statistique, et la mesure correspondante doit être annulée. Lorsque l'erreur n'est pas suffisamment grande pour dénaturer visiblement le résultat, on doit répéter le point ou on peut appliquer certains critères de rejet pour décider s'il convient d'éliminer les données correspondantes (voir par exemple [15]).

6.9.1.3.3 Erreurs aléatoires et incertitude associée

Les erreurs aléatoires sont dues à des effets nombreux, petits et indépendants, qui empêchent un système de mesurage de redonner la même valeur de sortie (erreur de fidélité du système de mesurage) pour une même valeur d'entrée de la grandeur mesurée. Les résultats s'écartent de la moyenne selon les lois du hasard, de sorte que plus le nombre de données augmente, plus la distribution des résultats s'approche d'une loi normale (gaussienne).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

L'erreur aléatoire dépend du soin apporté aux mesures, du nombre de mesures et des conditions de fonctionnement. La dispersion des lectures relevées lors d'un essai dépend de la combinaison de l'erreur aléatoire due à l'instrumentation et de l'influence des conditions de fonctionnement. La répétition du même point dans des conditions de fonctionnement données permet d'établir la valeur de l'incertitude associée aux erreurs aléatoires par des méthodes statistiques (voir 6.9.2.3.1 et l'Annexe J).

Si l'échantillon (c'est-à-dire le nombre de mesures) est petit, il est nécessaire de corriger les résultats statistiques fondés sur une loi normale à l'aide des valeurs correspondantes du coefficient *t* de Student comme cela est précisé dans l'Annexe J. Le coefficient *t* de Student est un coefficient qui compense le fait que, pour un niveau de confiance donné, l'incertitude sur l'écart-type augmente si l'échantillon est de petite taille.

6.9.1.3.4 Erreurs systématiques et incertitude associée

Une erreur systématique est une erreur qui garde invariablement la même grandeur et le même signe dans les mêmes conditions de mesure. Elle ne peut donc pas être réduite en augmentant le nombre des mesures si l'appareillage et les conditions de mesure restent inchangés.

Les erreurs systématiques n'affectent pas la répétabilité des mesures durant un essai.

Il n'est pas possible d'estimer l'incertitude associée aux erreurs systématiques de façon expérimentale sans changer l'appareillage ou les conditions de mesurage. La seule façon de vérifier le système de mesure principal et d'obtenir un ordre de grandeur de l'erreur systématique est de mesurer chaque grandeur fondamentale par deux dispositifs différents, s'il en est de disponibles.

La seule alternative est de porter un jugement subjectif sur la base de l'expérience et compte tenu de l'appareillage en cause.

Si l'erreur a une valeur unique et connue, il convient d'ajouter celle-ci au résultat de la mesure (ou en être soustraite) et il n'y a dès lors plus d'erreur systématique sur la mesure due à cette source.

Si l'erreur systématique d'un appareil de mesure est inconnue mais si les limites de cette erreur sont spécifiées (classe de précision), cet intervalle peut être pris comme bande d'incertitude due aux erreurs systématiques de l'appareil avec un niveau de confiance supérieur à 95 %.

En fait, malgré la différence exposée ci-dessus entre erreurs systématiques et aléatoires, la probabilité de distribution des valeurs de chaque composante systématique de l'incertitude est essentiellement gaussienne et il est admis de calculer l'incertitude totale due aux erreurs systématique f_s par combinaison quadratique des erreurs systématiques individuelles.

6.9.1.4 Incertitude totale

L'incertitude totale de mesure (f_t) est obtenue en combinant les incertitudes dues aux erreurs systématiques (f_s) et aléatoires (f_r) (voir 6.9.1.3.4 et 6.9.1.3.3). Elle définit un intervalle à l'intérieur duquel il est admis que la vraie valeur a une probabilité de 95 % de se trouver, et tout point de cet intervalle est également valable.

Comme les incertitudes dues aux erreurs systématiques et aléatoires ont, en fait, des lois de probabilité du même type, elles peuvent être combinées quadratiquement. Le paragraphe 6.9.2.3.4 expose comment calculer l'incertitude totale lors d'un essai sur modèle.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.9.2 Détermination des incertitudes lors des essais sur modèle

6.9.2.1 Généralités

À partir des mesures faites sur le modèle, on doit examiner les différentes sources d'erreur et déterminer les incertitudes correspondantes.

Le Tableau 10 montre les sources d'erreur les plus importantes pouvant survenir lors des essais sur modèle.

L'Article H.2 donne un exemple d'analyse des sources d'erreur et d'évaluation des incertitudes lorsqu'on mesure une grandeur par un appareil secondaire électronique.

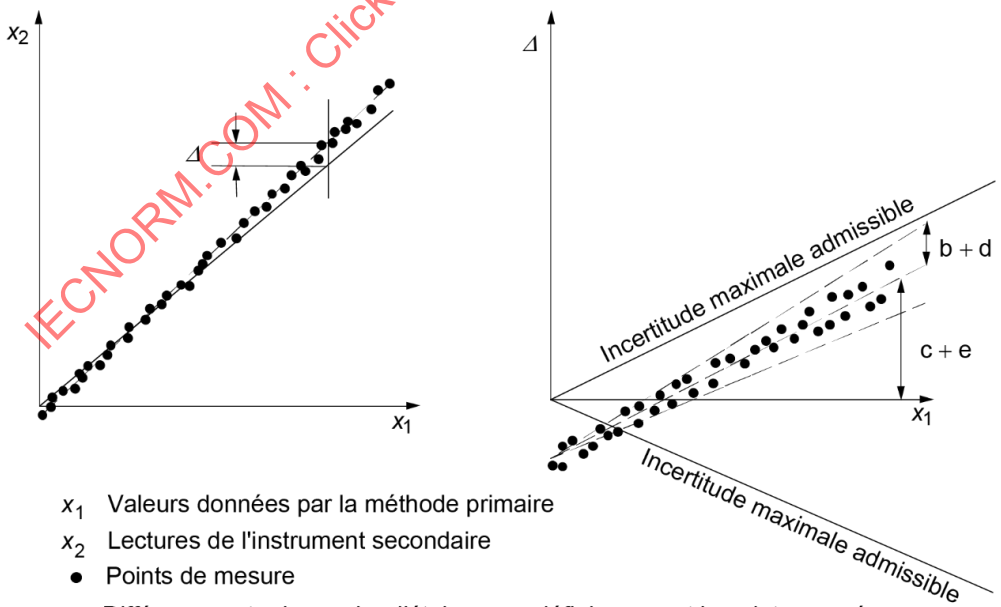
6.9.2.2 Sources d'erreur

6.9.2.2.1 Erreurs survenant lors de l'étalonnage d'un appareil secondaire

Outre les mesures aberrantes éventuelles qu'il convient d'éliminer, il peut se produire des erreurs systématiques et aléatoires lors de l'étalonnage d'un appareil de mesure secondaire. L'erreur de justesse[19] de la méthode primaire, celle de l'appareil secondaire et les erreurs sur les propriétés physiques sont des erreurs systématiques, tandis que l'erreur de fidélité de la méthode primaire et celle de l'appareil secondaire sont des erreurs aléatoires; les erreurs dues aux phénomènes physiques et aux grandeurs d'influence peuvent être de nature en partie systématique et en partie aléatoire.

L'incertitude totale sur l'étalonnage d'un appareil secondaire peut être calculée en combinant quadratiquement les composantes d'erreur (voir Tableau 10 et H.2), pour autant que chacune d'elles puisse être évaluée. En pratique, un résultat d'étalonnage tel que représenté par l'exemple de la Figure 80 peut être utilisé pour estimer la valeur des erreurs b) à e) du Tableau 10. L'erreur f) est généralement négligeable. Il convient que l'erreur a) soit obtenue à partir d'un niveau supérieur de la chaîne d'étalonnage (traçabilité de la méthode primaire) ou soit certifiée par une autorité neutre.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

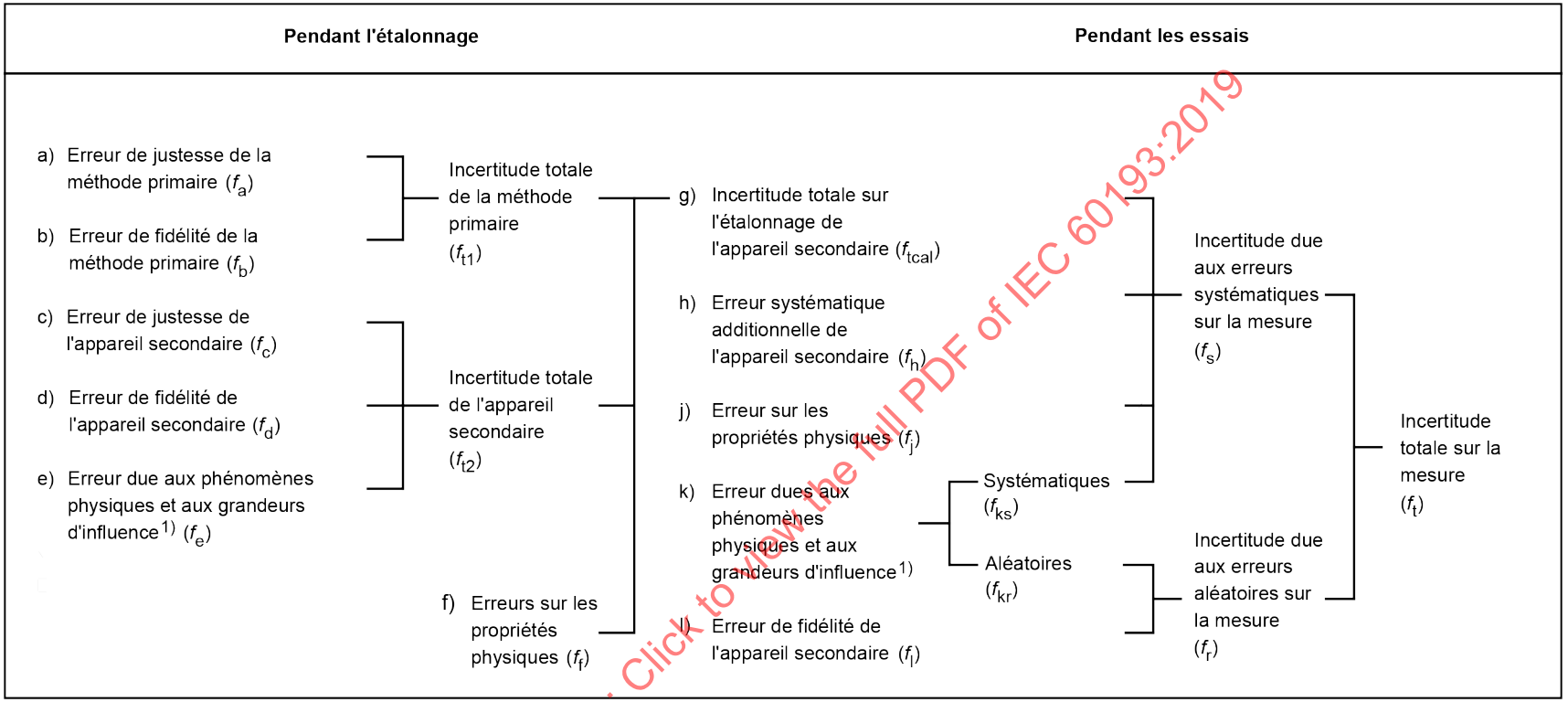


x_1 Valeurs données par la méthode primaire
x_2 Lectures de l'instrument secondaire
● Points de mesure
Δ Différence entre la courbe d'étalonnage défini par x_1 et le point mesuré
b), c), d), e): voir tableau 9

Figure 80 – Exemple de courbe d'étalonnage

19 L'erreur de justesse est la composante systématique de l'erreur d'un instrument de mesure.

Tableau 10 – Récapitulation des erreurs qui déterminent l'incertitude totale de mesure



Le Paragraphe H.2.2.1 fait référence aux erreurs a) à f); le Paragraphe H.2.3.1 fait référence aux erreurs g) à l).

[1] Grandeur d'influence: grandeur qui ne fait pas l'objet du mesurage mais qui a un effet sur son résultat.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.9.2.2.2 Erreurs survenant lors des essais

Quelle que puisse être la nature de ses composantes élémentaires, l'erreur totale sur l'étalonnage (point g)) décrite en Tableau 10 devient une erreur systématique sur la grandeur mesurée lorsque cet étalonnage est utilisé pour des essais sur modèle subséquents.

Les erreurs dues aux phénomènes physiques et aux grandeurs d'influence survenant durant les essais (point k) du Tableau 10) peuvent être négligées si les conditions de mesure (température ambiante, tension et fréquence de l'alimentation électrique, profil de l'écoulement, etc.) sont maintenues identiques, dans un domaine raisonnable de variation, pendant l'étalonnage et pendant les essais.

Les erreurs sur la détermination des propriétés physiques (point j) du Tableau 10) étant généralement faibles, l'erreur systématique est essentiellement gouvernée par le choix de la méthode d'étalonnage, les caractéristiques de l'appareillage de mesure, l'installation d'essai et les conditions de fonctionnement. Par exemple, la valeur de l'énergie cinétique calculée à partir de la vitesse moyenne s'écarte de sa valeur vraie si la répartition des vitesses dans la section de mesurage n'est pas suffisamment uniforme (voir l'Article 7).

L'erreur de fidélité de l'appareil secondaire apparaît à nouveau pendant les essais (point l) du Tableau 10) et donne naissance à une erreur aléatoire qui peut être caractérisée comme expliqué en 6.9.2.3.1.

6.9.2.3 Estimation de l'incertitude

6.9.2.3.1 Incertitude associée aux erreurs aléatoires

Il est recommandé qu'un accord entre les parties, préalable aux essais, spécifie la valeur maximale admissible de l'incertitude due aux erreurs aléatoires, f_r, pour chaque grandeur soumise à une garantie. En l'absence d'un tel accord, il convient que la valeur maximale admissible de l'incertitude due aux erreurs aléatoires sur le rendement hydraulique au voisinage de l'optimum soit $\left(f_{\eta h}\right)_r = \pm 0{,}1\ \%$.

La valeur réelle de l'incertitude due aux erreurs aléatoires doit être estimée lors des essais pour un certain nombre de points de fonctionnement choisis dans un domaine où le modèle fonctionne dans des conditions non perturbées (c'est-à-dire au voisinage du point de rendement maximal). En chacun de ces points, les mesures doivent être répétées un nombre suffisant de fois (disons au moins cinq) pour que la procédure décrite dans l'Annexe J soit applicable.

Si l'incertitude due aux erreurs aléatoires observée en ces points de contrôle sont inférieures aux valeurs préalablement fixées, les exigences relatives aux valeurs maximales admissibles de l'incertitude sont réputées satisfaites dans tout le domaine de fonctionnement garanti, même si une évaluation directe de l'incertitude en des points de fonctionnement où les conditions sont perturbées fait apparaître des valeurs supérieures aux valeurs convenues. En effet, dans des conditions de fonctionnement perturbées (par exemple pour une turbine Francis à charge partielle), la dispersion des mesures peut se trouver grandement accrue; ces valeurs plus élevées peuvent cependant être acceptées, car elles sont dues à des particularités propres au modèle et non à l'instrumentation.

Si, pour les points de contrôle, plus de 5 % des résultats sont en dehors de l'étendue convenue, on doit effectuer une analyse précise des conditions de mesure et répéter les mesures, ou bien une nouvelle valeur de la bande d'incertitude liée aux erreurs aléatoires doit être admise.

6.9.2.3.2 Incertitude associée aux erreurs systématiques

La première étape dans l'estimation de cette incertitude consiste à identifier chaque composante susceptible d'influer sur sa valeur. La seconde étape consiste à affecter des limites

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

d'incertitude à chacune de ces composantes. Ceci peut être fait, au moins en partie, par analyse statistique

L'erreur systématique sur une mesure est due principalement à l'erreur systématique commise sur l'étalonnage de l'appareil secondaire et aux erreurs sur les propriétés physiques.

Pour évaluer l'incertitude due aux erreurs systématiques (voir le Tableau 10 et l'Annexe H), il est utile de considérer les points suivants:

a) Comme expliqué en 6.9.2.2.2, presque toutes les sources d'erreurs systématiques sont couvertes par l'étalonnage de l'appareil secondaire. Dans la plupart des cas, l'incertitude due aux erreurs systématiques sur la mesure d'une grandeur peut être prise égale à l'incertitude totale sur l'étalonnage de l'appareil secondaire utilisé pour l'essai, $f_s \cong f_{tcal}$, mais il faut garder à l'esprit que dans certaines circonstances d'autres sources d'erreurs peuvent devoir être prises en compte.

b) Selon la méthode de mesure et l'appareillage utilisés, l'incertitude due aux erreurs systématiques comprend certaines des composantes suivantes:

   – l'incertitude totale f_{t1} propre à la méthode primaire doit être déterminée avant l'étalonnage (voir 6.9.2.2.1);

   – l'incertitude f_d due à l'erreur aléatoire de l'appareil secondaire lors d'un étalonnage et à la dispersion de plusieurs étalonnages effectués à diverses époques s'il n'apparaît pas de tendance systématique. Par exemple, si le coefficient d'étalonnage utilisé pendant l'essai résulte de la moyenne de n étalonnages caractérisés par un écart-type s_c, cette composante de l'incertitude peut être prise égale à:

$$f_d = \pm \frac{t s_c}{\sqrt{n}}$$

   où t est le coefficient de Student pour $(n - 1)$ degrés de liberté (voir le Tableau J.2);

   – l'erreur de justesse de l'appareil secondaire et l'incertitude due à l'effet des phénomènes physiques et des grandeurs d'influence sont couvertes par l'étalonnage, et l'incertitude résiduelle sur la correction appliquée peut en général être négligée;

   – les erreurs éventuelles sur les propriétés physiques sont faibles; par exemple, l'incertitude f_ρ sur la détermination de la masse volumique de l'eau est inférieure à ± 0,05 %;

   – une incertitude additionnelle peut être due à la méthode de régression employée pour déterminer la courbe d'étalonnage. Bien qu'on puisse évaluer cette incertitude conformément à l'ISO TR 7066 (toutes les parties), on peut lui attribuer une valeur conventionnelle de ± 0,05 % par exemple.

c) L'incertitude f_s due à l'erreur systématique sur une mesure peut alors être obtenue par combinaison quadratique de ces incertitudes composantes. Cette valeur est valable lorsque les mesures sont faites dans des conditions normales, par du personnel expérimenté, avec un appareillage de grande qualité et conformément aux prescriptions du présent document; elles peuvent être utilisées comme guide pour fixer les valeurs admissibles de l'incertitude due aux erreurs systématiques.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.9.2.3.3 Incertitude sur une grandeur dérivée

Avant les essais, un accord entre les parties doit spécifier la bande d'incertitude de la composante systématique pour les différentes grandeurs, y compris le rendement hydraulique. Les valeurs réelles de l'incertitude due aux erreurs systématiques, comme celles liées aux erreurs aléatoires, dépendent de nombreux facteurs, dont certains ne peuvent être évalués qu'à la fin de l'essai. Ces facteurs doivent alors être passés en revue et un accord entre les parties concernées doit établir s'il faut ou non modifier pour des raisons techniques les incertitudes prévues.

L'incertitude (liée aux erreurs systématiques ou aléatoires) sur une grandeur dérivée est déterminée par combinaison quadratique des incertitudes sur les grandeurs composantes.

Par exemple, l'incertitude sur le calcul du rendement hydraulique $\left(f_{\eta \mathrm{h}}\right)_{\mathrm{s}}$ due aux erreurs systématiques est calculée à partir des composantes des erreurs systématiques de l'incertitude sur les mesures/calculs du débit $\left(f_Q\right)_{\mathrm{s}}$ de l'énergie hydraulique massique $\left(f_E\right)_{\mathrm{s}}$, du couple $\left(f_T\right)_{\mathrm{s}}$, de la vitesse de rotation $\left(f_n\right)_{\mathrm{s}}$ et de la masse volumique de l'eau $\left(f_\rho\right)_{\mathrm{s}}$ [20] par la formule suivante:

$$\left(f_{\eta \mathrm{h}}\right)_{\mathrm{s}} = \pm\sqrt{\left(f_Q\right)_{\mathrm{s}}^2 + \left(f_E\right)_{\mathrm{s}}^2 + \left(f_T\right)_{\mathrm{s}}^2 + \left(f_n\right)_{\mathrm{s}}^2 + \left(f_\rho\right)_{\mathrm{s}}^2}$$ (voir l'Annexe H)

À des fins contractuelles, il est conventionnellement admis de ne pas tenir compte de l'incertitude associée à la formule de transposition du rendement hydraulique.

6.9.2.3.4 Incertitude totale

L'incertitude totale (voir Tableau 10) sur toute grandeur est donnée par:

$$f_{\mathrm{t}} = \pm\sqrt{f_{\mathrm{s}}^2 + f_{\mathrm{r}}^2}$$

Lorsque la composante aléatoire de l'incertitude (évaluée comme il est prescrit en 6.9.2.3.1 est inférieure ou égale à la valeur maximale admissible (généralement ± 0,1 %), elle est supposée conventionnellement égale à cette valeur qui doit alors être utilisée pour calculer l'incertitude totale.

Lorsque, en certains points de fonctionnement, les conditions de mesure sont perturbées et que la dispersion des mesures (voir 6.9.2.3.1) entraîne un accroissement de l'incertitude due aux erreurs aléatoires observée, il est raisonnable de tenir compte de la valeur observée au lieu de celle préalablement convenue pour calculer l'incertitude totale.

6.10 Comparaison avec les garanties

6.10.1 Généralités

Il est recommandé de comparer les résultats d'essai, calculés conformément à 6.8, avec les garanties à l'aide des méthodes de présentation et d'analyse décrites ci-après, en tenant compte de la bande d'incertitude totale (voir 6.10.2) et des limites contractuelles (voir 6.10.3). Pour simplifier, on ne considérera ci-après que la puissance du prototype, le débit et/ou

[20] On peut généralement négliger la composante systématique de l'incertitude sur la mesure de la masse volumique de l'eau $\left(f_\rho\right)_s$.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

l'énergie hydraulique massique, le rendement hydraulique et la vitesse et le débit d'emballement stabilisé (voir 4.2).

La comparaison avec les garanties pour le prototype doit prendre en compte l'influence de la cavitation (voir 6.8.2.4.2 et 6.8.3.2).

Si les garanties sont données pour le modèle, la comparaison est faite directement en utilisant les mêmes méthodes.

Il est recommandé de représenter le rendement hydraulique en fonction du débit (ou de l'énergie hydraulique massique dans le cas des machines non réglables) et non en fonction de la puissance.

6.10.2 Courbe d'interpolation et bande d'incertitude totale

Pour tracer la courbe d'interpolation des résultats, on peut utiliser plusieurs méthodes et critères, depuis les méthodes manuelles jusqu'aux plus sophistiquées (une des méthodes possibles est décrite brièvement dans l'Annexe G). Le procédé d'interpolation retenu doit être clairement défini et accepté par les différentes parties.

En tenant compte des incertitudes totales calculées conformément à 6.9.2 , chaque point de mesure peut être représenté sur un diagramme par une ellipse. Les demi-axes de cette ellipse représentent l'incertitude totale, au niveau de confiance de 95 %, sur les deux grandeurs choisies comme coordonnées du diagramme. Tout point à l'intérieur de cette ellipse est également valable.

Une bande d'incertitude déterminée par les enveloppes supérieure et inférieure de ces ellipses est surimposée à la courbe tracée à travers les points de mesure (courbe d'interpolation). Tous les points à l'intérieur de cette bande sont également valables et cet intervalle constitue donc la bande de résultats qui doit être acceptée pour comparaison aux garanties.

Il n'est nécessaire d'utiliser les ellipses d'incertitude que lorsqu'on examine les points garantis ou lorsque le résultat de la comparaison ne paraît pas évident (voir la Figure 83, détails X et Y). Dans la plupart des cas, on peut simplifier la procédure et déterminer la bande d'incertitude totale en réduisant les ellipses à leur axe principal, par exemple lorsque l'erreur sur la grandeur portée en abscisse peut être négligée (voir la Figure 86), ou lorsque la courbe de mesure au voisinage des points garantis est presque horizontale ou ne présente qu'une faible pente.

Si les garanties sont données pour des points, il est recommandé de choisir les points de mesure aussi près que possible des points garantis: la Figure 81 et la Figure 82 montrent deux exemples concernant le rendement hydraulique dans le cas respectivement de turbines à simple et à double réglage.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

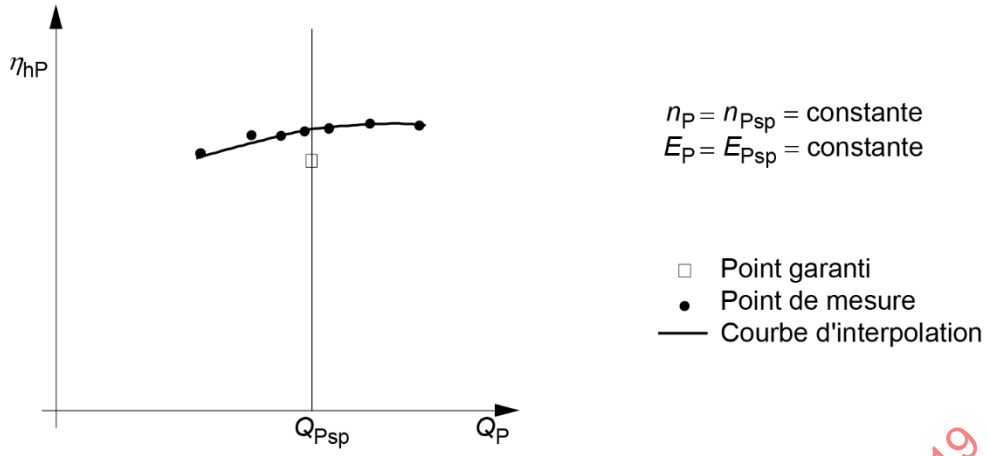


Figure 81 – Machine à simple réglage

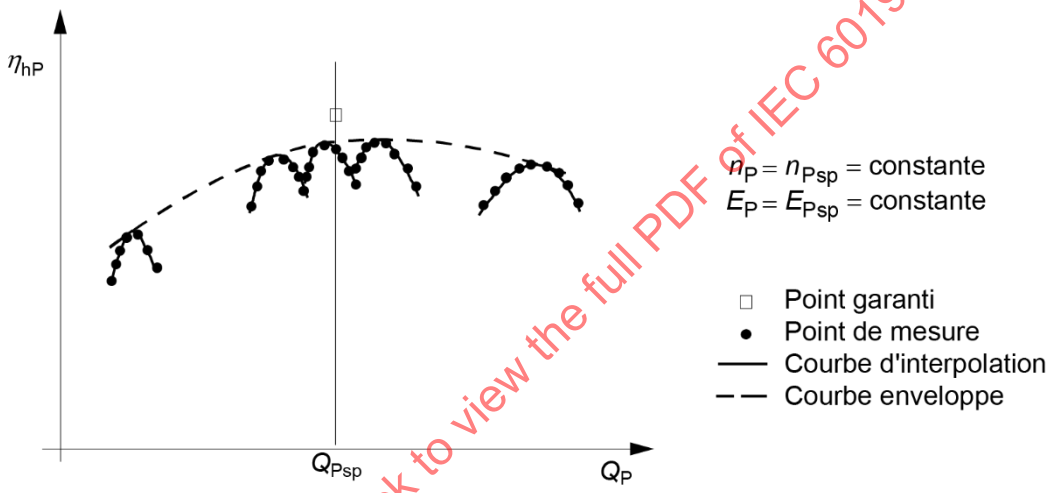


Figure 82 – Machine à double réglage

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.10.3 Puissance, débit et/ou énergie hydraulique massique et rendement dans le domaine garanti

6.10.3.1 Garanties par type de machine

6.10.3.1.1 Généralités

Les types suivants de machines sont traités dans les paragraphes ci-après:

- turbine réglable (voir 6.10.3.1.2);
- turbine non réglable (voir 6.10.3.1.3);
- pompe réglable ou non réglable (voir 6.10.3.1.4).

6.10.3.1.2 Turbine réglable

Lorsque la garantie de rendement hydraulique est donnée pour une ou plusieurs valeurs spécifiées de la puissance ou du débit, elle est remplie si, à la vitesse de rotation et pour l'énergie hydraulique massique spécifiées, les valeurs garanties se trouvent au-dessous de la limite supérieure de la bande d'incertitude totale aux puissances ou débits spécifiés.

Lorsque la garantie de rendement hydraulique est donnée sous forme d'un rendement moyen pondéré ou arithmétique, elle est remplie si, à la vitesse de rotation et pour l'énergie hydraulique massique spécifiées, le rendement moyen garanti est inférieur au rendement moyen calculé à partir de la limite supérieure de la bande d'incertitude totale pour les mêmes valeurs spécifiées du débit (ou de la puissance).

Lorsque les garanties sont données pour différentes valeurs spécifiées $E_{Psp,}$ de l'énergie hydraulique massique, un diagramme analogue à celui de la Figure 83 doit être tracé pour chacune de ces valeurs.

Pour les turbines à double réglage, ce sont les courbes enveloppes qui doivent servir pour la comparaison aux garanties.

La Figure 83 montre un exemple de comparaison aux garanties données pour quatre points de fonctionnement sous une énergie hydraulique massique du prototype E_P, spécifiée, dans le cas d'une turbine à simple réglage. Elle fait apparaître que:

a) la garantie de rendement hydraulique n'est pas respectée au point D (voir détail X);

b) la garantie de puissance mécanique à la roue n'est pas respectée, car la puissance garantie n'est pas atteinte, même en considérant la limite supérieure de la bande d'incertitude (voir détail Y).

On trace la courbe α (Q_P) à la Figure 83 afin de déterminer:

- l'ouverture maximale α_{max} pour les essais d'emballement (voir la Figure 86);
- s'il existe une marge de sécurité suffisante entre la puissance garantie et la saturation de puissance mécanique à la roue.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

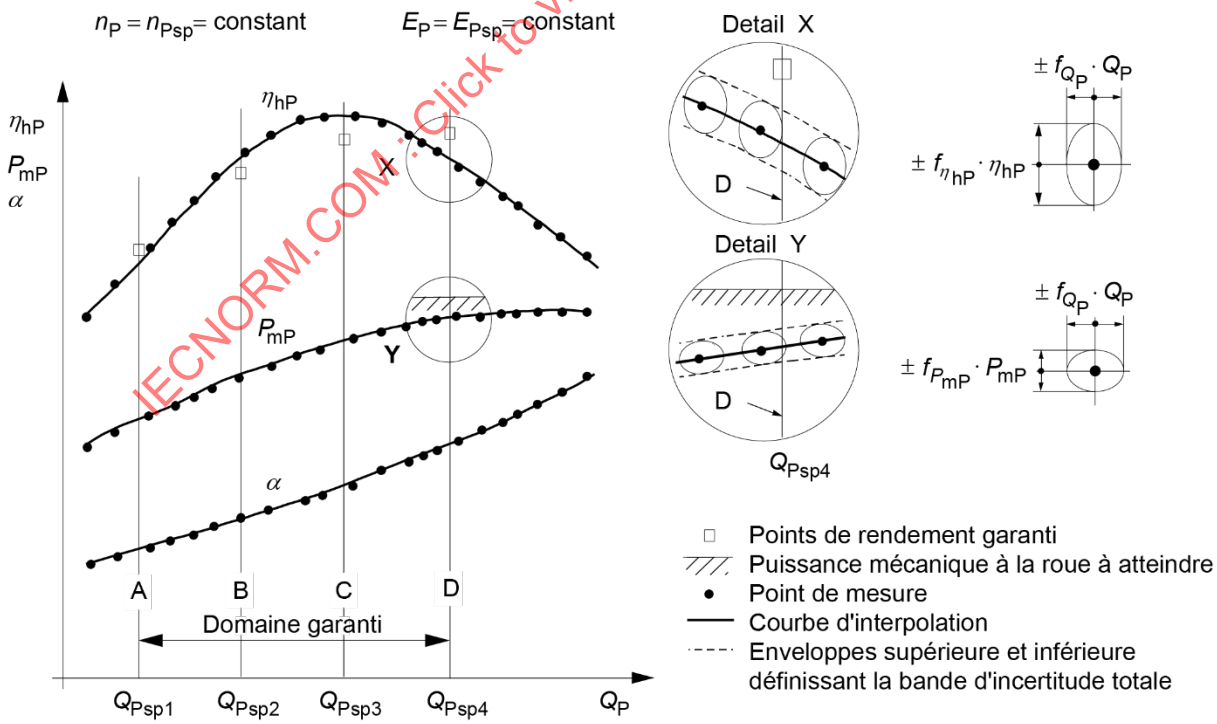


Figure 83 – Turbine à simple réglage: comparaison entre garanties et résultats de mesure

6.10.3.1.3 Turbine non réglable

Lorsque la garantie de rendement hydraulique est donnée pour une ou plusieurs valeurs spécifiées de l'énergie hydraulique massique, elle est remplie si, à la vitesse de rotation spécifiée, les valeurs garanties se trouvent au-dessous de la limite supérieure de la bande d'incertitude totale.

Lorsque la garantie de rendement hydraulique est donnée sous forme d'un rendement moyen pondéré ou arithmétique, elle est remplie si, à la vitesse de rotation spécifiée, le rendement moyen garanti est inférieur au rendement moyen calculé à partir de la limite supérieure de la bande d'incertitude totale pour les mêmes valeurs spécifiées de l'énergie hydraulique massique.

La limite de puissance mécanique à la roue est habituellement définie, sauf accord contraire, par une limite inférieure kP_{mPsp} et une limite supérieure $(k + 0{,}03)P_{mPsp}$, k étant un facteur convenu par accord mutuel et compris entre 0,97 et 1,0. Habituellement, la valeur de k est 0,985. Le choix de la valeur de k doit être compatible avec la limite garantie de P_{mP}.

La Figure 84 montre un exemple de comparaison aux garanties données pour trois points de fonctionnement et aux valeurs limites:

a) la garantie de rendement hydraulique est remplie aux points A, B, et C;

b) la limite de débit[21] à atteindre au point A est respectée;

c) la limite de puissance à ne pas dépasser au point C est respectée (voir détail X), car on a choisi k = 0,970 et la limite inférieure de la bande d'incertitude totale est inférieure à la limite supérieure garantie $P_{mP} = (0{,}970 + 0{,}030)P_{mPsp}$.

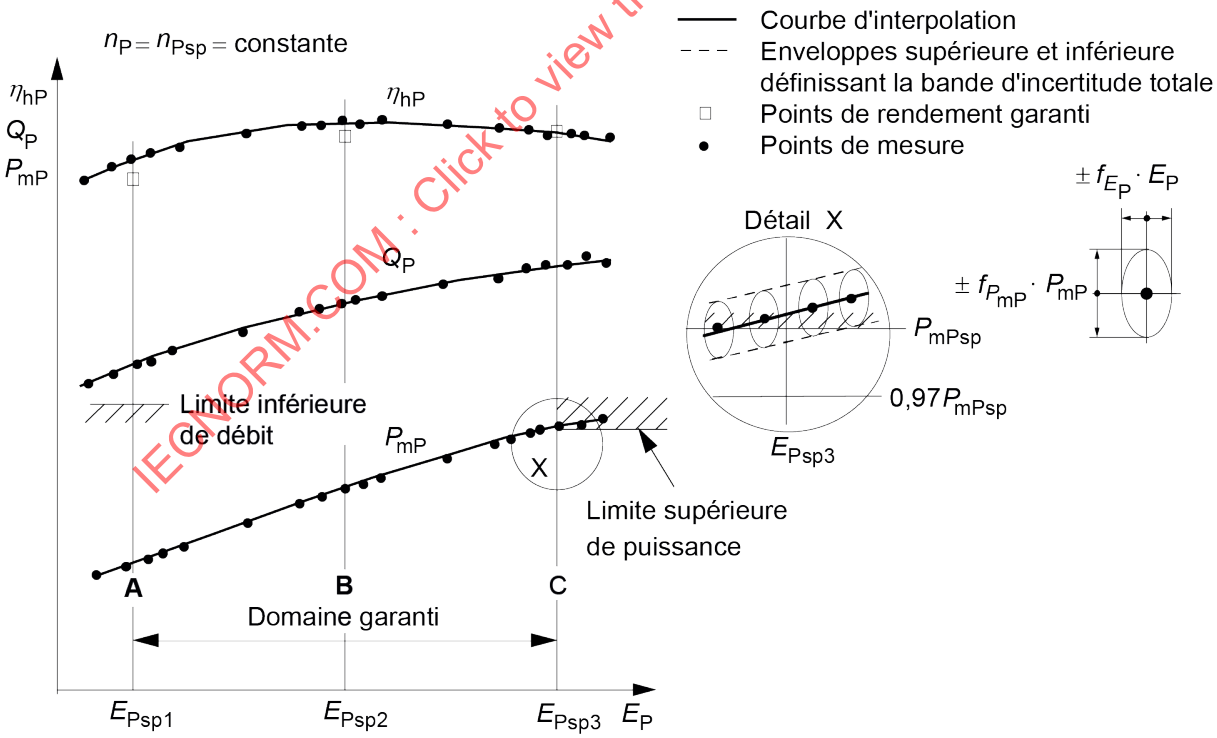


Figure 84 – Turbine non réglable: comparaison entre garanties et résultats de mesure

[21] Le débit garanti du prototype doit normalement être rapporté à la pression ambiante. Bien que le symbole du débit du prototype devrait être Q_{1P} (voir 3.4.5.5), on utilise habituellement le symbole Q_P.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.10.3.1.4 Pompe réglable ou non réglable

La limite de débit est habituellement définie, sauf accord contraire, par une limite inférieure kQ_{Psp} et une limite supérieure $(k + 0{,}03)Q_{Psp}$, k étant un facteur convenu par accord mutuel et compris entre 0,97 et 1,0. Habituellement, la valeur de k est 0,985.

La garantie de débit est respectée si, pour l'énergie hydraulique massique spécifiée, il y a intersection ou contact entre la bande définie par les limites de débit et la bande d'incertitude totale définie par l'enveloppe des ellipses d'incertitude autour des points de mesure qui définissent la courbe caractéristique de débit (voir la Figure 85).

Pour contrôler la garantie de rendement hydraulique, la valeur à comparer à la valeur garantie est la limite supérieure de la bande d'incertitude totale sur le rendement au point de fonctionnement défini par l'intersection de la courbe d'interpolation tracée à travers les points de mesure avec la courbe résistante $E_P = f(Q_P)$ (voir par exemple le point A' de la Figure 85).

Si on fait fonctionner une pompe réglable à différentes ouvertures, les considérations ci-dessus s'appliquent aux courbes enveloppes concernées.

La Figure 85 montre un exemple de comparaison aux garanties données pour trois points de fonctionnement dans le cas d'une pompe non réglable:

a) les garanties de rendement hydraulique sont remplies aux points A' et B', mais non au point C';

b) la limite de débit n'est pas respectée au point A';

c) la limite de puissance à ne pas dépasser au point C' est respectée.

Pour les pompes à vitesse variable, on doit tenir compte de la modification des caractéristiques $E(Q)$ et $E(P)$ en fonction de la vitesse.

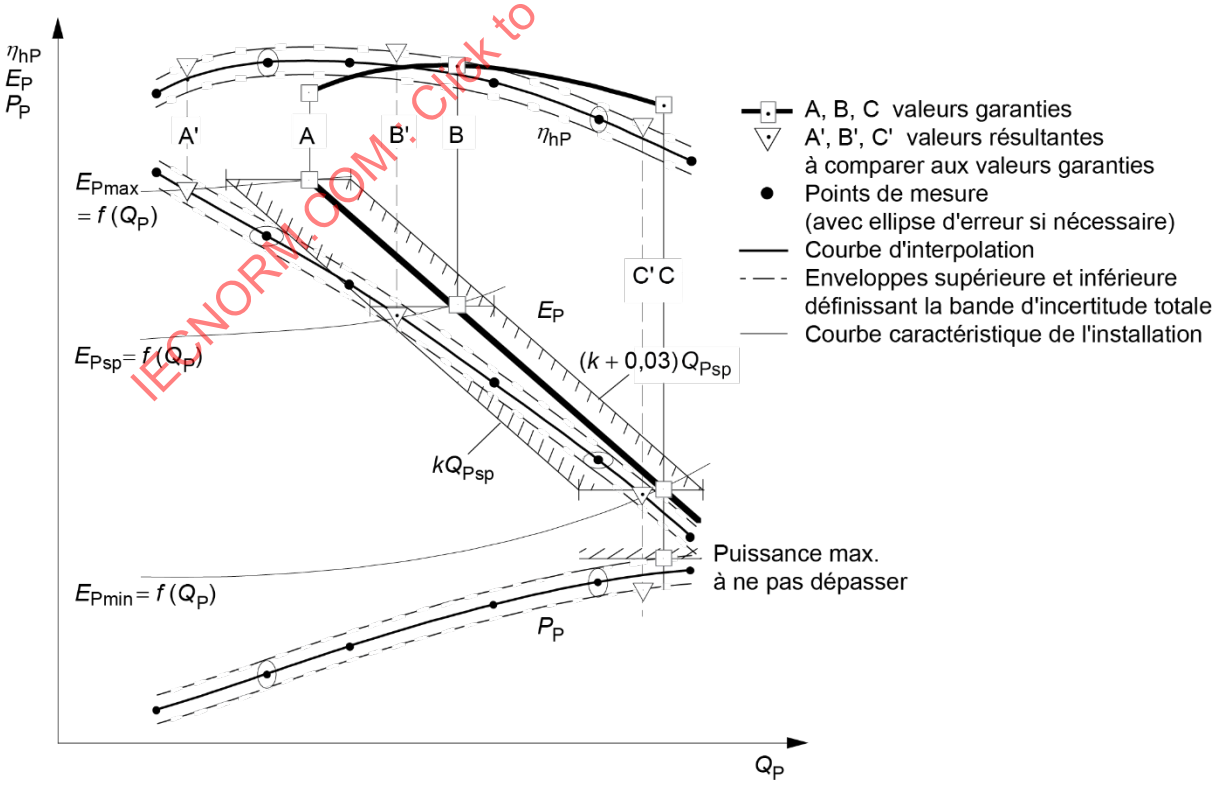


Figure 85 – Pompe non réglable: comparaison entre garanties et résultats de mesure

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

6.10.3.2 Pertes mécaniques du prototype

Si la puissance du prototype P_P est garantie, on doit tenir compte de ses pertes mécaniques (voir 4.2.1.1).

Si le rendement du prototype η_P est garanti, on doit appliquer la formule suivante (voir 3.4.10.3):

$$\eta_P = \eta_{hP} \cdot \eta_{mP}$$

6.10.3.3 Pénalités et primes

Il est recommandé de stipuler en détail dans le contrat la méthode de calcul des pénalités et/ou des primes à partir des résultats d'essai.

Pour déterminer la pénalité sur le rendement, la garantie doit être comparée à la limite supérieure de la bande d'incertitude totale.

Pour déterminer la prime sur le rendement, la garantie doit être comparée à la limite inférieure de la bande d'incertitude totale.

6.10.4 Vitesse et débit d'emballement

Le tracé des courbes d'emballement et l'influence de la cavitation sont traités en 6.8 pour différents types de machines.

L'exemple de la Figure 86 se rapporte à une turbine Francis: il fait apparaître la courbe de la vitesse d'emballement stabilisé du prototype, calculée à partir des facteurs de vitesse mesurés sur le modèle, en fonction de l'ouverture du distributeur.

Dans cet exemple, la garantie de vitesse et de débit maximaux d'emballement stabilisé est remplie, comme le montrent les détails X et Y: aux valeurs d'ouverture inférieures à α_{max}, la limite inférieure de la bande d'incertitude est inférieure à la valeur à ne pas dépasser.

Dans le cas d'une machine à double réglage, il faut vérifier la garantie dans les conditions d'emballement les plus sévères, selon l'ouverture du distributeur et l'inclinaison des pales de roue, pouvant survenir dans les domaines garantis d'énergie hydraulique massique et de nombre de Thoma.

Pour une machine non réglable, il n'y a qu'un point de mesure à comparer à la valeur garantie.

Sauf accord contraire, on tiendra compte des pertes mécaniques et des pertes par ventilation du moteur/générateur et des pertes mécaniques de la machine hydraulique (voir l'Annexe F).

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019

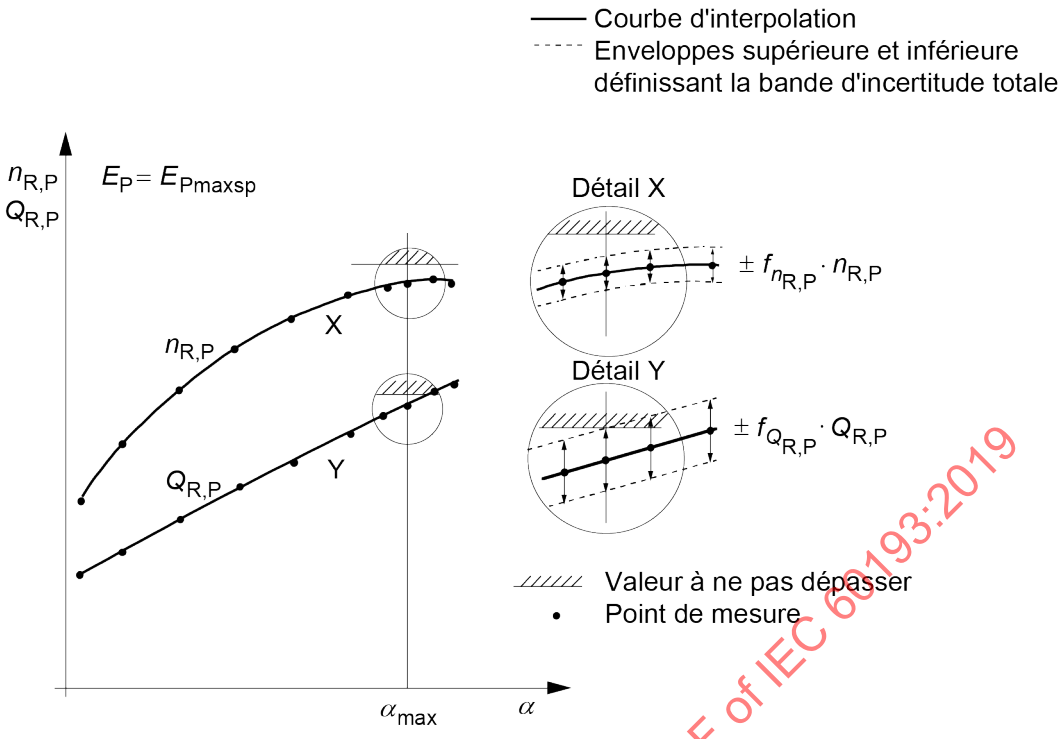


Figure 86 – Courbes de vitesse et de débit d'emballement d'une turbine Francis: comparaison entre garanties et résultats de mesure

6.10.5 Garanties de cavitation

Les Paragraphes 5.3 et 6.8, traitent de l'influence de la cavitation sur le fonctionnement de la machine; on y donne quelques recommandations concernant la comparaison des garanties données pour le prototype avec les caractéristiques de fonctionnement déduites des essais du modèle.

Lorsqu'on détermine le nombre de Thoma σ_0, qui est la plus faible valeur de σ pour laquelle le rendement reste inchangé, on doit tenir compte de la bande d'incertitude sur le rendement hors cavitation.

La Figure 87 montre une courbe d'essai $\eta_{hM}(\sigma)$. Si la garantie prescrit $\sigma_1 \leq k\sigma_{pl}$, elle n'est pas remplie dans le cas de la figure, car le nombre de Thoma σ_1 pour lequel on observe une baisse de rendement de 1 % est supérieur au nombre de Thoma d'installation σ_{pl} réduit par un coefficient de sécurité k mutuellement convenu, même en tenant compte de la bande d'incertitude totale.

Les garanties de cavitation pour le prototype peuvent aussi être données sous la forme $NPSE_{P1} \leq (NPSE_{pl} - K)$, où K est une marge de sécurité mutuellement convenue.

Quand σ_0, σ_1, σ_{nD0}, σ_{nD1} ne peuvent être définis, comme le montre la Figure 4 d), un accord entre les parties doit être obtenu concernant les garanties de cavitation.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60193:2019