

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE



Hydraulic machines – Acceptance tests of small hydroelectric installations

**Machines hydrauliques – Essais de réception des petits aménagements
hydroélectriques**



THIS PUBLICATION IS COPYRIGHT PROTECTED

Copyright © 2010 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 la CEI ou du Comité national de la CEI du pays du demandeur.

Si vous avez des questions sur le copyright de la CEI ou si vous désirez obtenir des droits supplémentaires sur cette publication, utilisez les coordonnées ci-après ou contactez le Comité national de la CEI de votre pays de résidence.

IEC Central Office
3, rue de Varembe
CH-1211 Geneva 20
Switzerland
Email: inmail@iec.ch
Web: 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 corrigenda or an amendment might have been published.

- Catalogue of IEC publications: www.iec.ch/searchpub

The IEC on-line Catalogue enables you to search by a variety of criteria (reference number, text, technical committee,...). It also gives information on projects, withdrawn and replaced publications.

- IEC Just Published: www.iec.ch/online_news/justpub

Stay up to date on all new IEC publications. Just Published details twice a month all new publications released. Available on-line and also by email.

- Electropedia: www.electropedia.org

The world's leading online dictionary of electronic and electrical terms containing more than 20 000 terms and definitions in English and French, with equivalent terms in additional languages. Also known as the International Electrotechnical Vocabulary online.

- Customer Service Centre: www.iec.ch/webstore/custserv

If you wish to give us your feedback on this publication or need further assistance, please visit the Customer Service Centre FAQ or contact us:

Email: csc@iec.ch
Tel.: +41 22 919 02 11
Fax: +41 22 919 03 00

A propos de la CEI

La Commission Electrotechnique Internationale (CEI) 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 CEI

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

- Catalogue des publications de la CEI: www.iec.ch/searchpub/cur_fut-f.htm

Le Catalogue en-ligne de la CEI vous permet d'effectuer des recherches en utilisant différents critères (numéro de référence, texte, comité d'études,...). Il donne aussi des informations sur les projets et les publications retirées ou remplacées.

- Just Published CEI: www.iec.ch/online_news/justpub

Restez informé sur les nouvelles publications de la CEI. Just Published détaille deux fois par mois les nouvelles publications parues. Disponible en-ligne et aussi par email.

- Electropedia: www.electropedia.org

Le premier dictionnaire en ligne au monde de termes électroniques et électriques. Il contient plus de 20 000 termes et définitions en anglais et en français, ainsi que les termes équivalents dans les langues additionnelles. Egalement appelé Vocabulaire Electrotechnique International en ligne.

- Service Clients: www.iec.ch/webstore/custserv/custserv_entry-f.htm

Si vous désirez nous donner des commentaires sur cette publication ou si vous avez des questions, visitez le FAQ du Service clients ou contactez-nous:

Email: csc@iec.ch
Tél.: +41 22 919 02 11
Fax: +41 22 919 03 00



IEC 62006

Edition 1.0 2010-10

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE



Hydraulic machines – Acceptance tests of small hydroelectric installations

**Machines hydrauliques – Essais de réception des petits aménagements
hydroélectriques**

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

COMMISSION
ELECTROTECHNIQUE
INTERNATIONALE

PRICE CODE
CODE PRIX

XE

ICS 27.140

ISBN 978-2-88912-228-8

CONTENTS

FOREWORD.....	7
1 Scope.....	9
2 Normative references	9
3 Terms, definitions and schematic layout	10
3.1 Terms and definitions	10
3.2 Schematic layout of a hydroelectric installation	10
4 Nature and extent of guarantees.....	11
4.1 Grouping of classes A, B, C.....	11
4.1.1 General	11
4.1.2 Contract conditions.....	13
4.2 Scope of performance guarantee.....	13
4.2.1 General	13
4.2.2 Class A: Maximum power output.....	13
4.2.3 Class B: Index test	13
4.2.4 Class C: Turbine efficiency.....	13
4.2.5 Interpretation of losses	13
4.3 Scope of tests	14
4.3.1 Safety tests	14
4.3.2 Trial run and reliability tests.....	14
4.3.3 Performance test	14
4.4 Aptitude.....	15
4.5 Warranty	15
5 Safety tests (commissioning)	16
5.1 Pre-start tests	16
5.2 Closing devices	16
5.2.1 General	16
5.2.2 Intake gate or valve	17
5.2.3 Turbine inlet valve	17
5.2.4 Guide vanes (Francis and Kaplan turbines)	17
5.2.5 Needle valve and deflector (Pelton and Turgo turbines).....	18
5.3 First run operation and control.....	19
5.4 Bearing run at rated speed	19
5.5 Emergency shutdown (no load)	20
5.6 Electrical protection.....	20
5.7 Overspeed test.....	21
5.8 Runaway test	21
5.9 Overpressure, emergency trip and load rejection tests	22
5.9.1 General conditions	22
5.9.2 Testing the guide vanes or needle valves	23
5.9.3 Testing the turbine inlet valve	23
5.9.4 Testing the pressure relief valve	23
5.9.5 Pressure rise	23
5.10 Measured quantities	25
5.10.1 Pressure.....	25
5.10.2 Speed.....	25
5.10.3 Control components.....	25

6	Trial operating and reliability tests (commissioning).....	25
6.1	General.....	25
6.2	Temperature stability of rotating parts	25
6.2.1	General	25
6.2.2	Temperature guarantees	26
6.3	Speed controller system	26
6.3.1	General	26
6.3.2	Unit operating without regulation	26
6.3.3	Unit operating with a speed governor.....	27
6.3.4	Unit operating with a voltage governor.....	28
6.3.5	Unit operating with a controller	28
6.3.6	Measurements when testing the control system	28
6.4	Control of cam correlation	29
7	Performance guarantees and tests	29
7.1	General.....	29
7.2	Maximum generator (transformer) power output as a function of net head	30
7.2.1	Guarantee	30
7.2.2	Instrumentation.....	30
7.3	Index test	30
7.3.1	General	30
7.3.2	Index discharge measurement	31
7.3.3	Shape control	31
7.3.4	Index plant efficiency.....	32
7.3.5	Optimizing cam correlation	33
7.4	Turbine efficiency.....	33
7.4.1	Efficiency test by absolute discharge measurement.....	33
7.4.2	Efficiency test by thermodynamic method	34
7.5	Correcting the efficiency using the model curve.....	34
8	Computation of results and comparison to the guarantee.....	36
8.1	General.....	36
8.1.1	Site data.....	36
8.1.2	Measured values (readings)	36
8.1.3	Scale effect due to water temperature	37
8.1.4	Shifting of the plant characteristic.....	37
8.2	Power output.....	37
8.2.1	Plant power output measurement	37
8.2.2	Generator power output measurement.....	38
8.2.3	Turbine power output measurement.....	38
8.3	Relative turbine efficiency (index test)	38
8.3.1	General	38
8.3.2	Relative discharge	38
8.3.3	Guarantee of the shape of the plant characteristics	39
8.3.4	Relative index plant efficiency	40
8.4	Absolute turbine efficiency	40
8.4.1	General	40
8.4.2	Absolute discharge	40
8.4.3	Guarantee of the plant efficiency and comparison to the results	40
9	Error analysis	40

9.1	General	40
9.2	Estimation of systematic (bias) uncertainties	41
9.2.1	General	41
9.2.2	Typical systematic uncertainties	41
9.2.3	Systematic uncertainty for turbines used to indicate discharge	42
9.3	Estimation of random (precision) uncertainties	42
9.3.1	Measurement at a single operation point	42
9.3.2	Measurement over a range of operating condition	44
9.4	Evaluation of the uncertainties	45
9.4.1	General	45
9.4.2	Head	45
9.4.3	Power output	47
9.4.4	Index test measurement	49
9.4.5	Efficiency test by absolute discharge measurement.....	51
9.4.6	Efficiency test by the thermodynamic method	51
10	Other guarantees	51
10.1	Cavitation	51
10.1.1	General	51
10.1.2	Measurement methods	52
10.1.3	Comparison with specified guarantees.....	52
10.2	Noise	53
10.2.1	General	53
10.2.2	Measurement methods	53
10.2.3	Comparison with specified guarantees.....	54
10.3	Vibration.....	54
10.3.1	General	54
10.3.2	Measurements and measurement methods.....	54
10.3.3	Comparison with specified guarantees.....	55
Annex A (normative)	Terms, definitions, symbols and units.....	56
Annex B (normative)	Head definition	64
Annex C (normative)	Method of speed measurements	77
Annex D (normative)	Power output measurement	78
Annex E (normative)	Methods of discharge measurement.....	82
Annex F (informative)	Plant condition	95
Annex G (informative)	Commissioning	97
Annex H (informative)	Performance test efficiency calculation	99
Annex I (informative)	Cam correlation test	106
Bibliography.....		109
Figure 1	– Schematic layout of a hydroelectric installation (water to wire system)	11
Figure 2	– Warranty period	16
Figure 3	– Vanes and blades servomotors force measurements (Kaplan on line)	17
Figure 4	– Evaluation of the guide vane (GV) closing characteristic	18
Figure 5	– Needle servomotor force	18
Figure 6	– Automatic start – Synchronization – No load test (Kaplan turbine).....	19
Figure 7	– Emergency shutdown from no load test (Kaplan turbine)	20

Figure 8 – Runaway test (Kaplan turbine)	21
Figure 9 – Emergency shutdown due to an electrical fault.....	22
Figure 10 – Emergency shutdown due to a mechanical fault	23
Figure 11 – Emergency shutdown due to the governor failure	24
Figure 12 – Evaluation of the maximum overpressure	24
Figure 13 – Temperature stability, recording at no load up to stable conditions.....	26
Figure 14 – Speed governor check at no load	27
Figure 15 – Maximum power output: procedure to compare measured power output at actual net head to the guarantee.....	30
Figure 16 – Comparison of the shape of the turbine characteristic to the guarantee.....	32
Figure 17 – Example of an optimized switch band for 1 and 2 turbine operation.....	33
Figure 18 – Efficiency test: procedure to compare guaranteed turbine efficiency to the prototype measurement results, including the overall uncertainties	34
Figure 19 – Hill chart – Showing head loss examples with one and two units in operation using the same penstock.....	35
Figure 20 – Shifting of the performance curves	37
Figure 21 – Variation of factor k and exponent x on turbine index efficiency.....	39
Figure 22 – Random uncertainties of a single operation point, example for penstock pressure variation and fluctuation	43
Figure 23 – Detection of outlier errors: example to find out offset and reading errors by plotting in linear and logarithmic form with the same data.....	44
Figure 24 – Example of scattered points with function of second order	44
Figure 25 – Scattered points smoothed by individual fitting on adjacent sections	45
Figure 26 – Overall uncertainty of head for free water level for low head turbines	46
Figure 27 – Overall uncertainty of head in a closed conduit	47
Figure 28 – Estimated overall uncertainties of the discharge by index measurement versus full scale differential pressure	50
Figure 29 – Operation range and cavitation limits	52
Figure A.1 – Transient pressure fluctuation at the turbine high pressure reference section, when a specified load is suddenly rejected	61
Figure A.2 – Transient pressure fluctuation at the turbine high pressure reference section, when a specified load is suddenly accepted.....	62
Figure B.1 – High pressure reference and measuring sections.....	65
Figure B.2 – Measuring section at tail water.....	66
Figure B.3 – Measuring section at draft tube.....	66
Figure B.4 – Definition of measuring sections	67
Figure B.5 – Kaplan turbine with horizontal shaft	68
Figure B.6 – Kaplan turbine with vertical shaft	68
Figure B.7 – Francis open flume turbine with vertical shaft	69
Figure B.8 – Francis turbine with horizontal shaft.....	69
Figure B.9 – Francis turbine with vertical shaft, with stagnation probe	70
Figure B.10 – Francis turbine with horizontal shaft with pressure on suction side.....	70
Figure B.11 – Pelton turbine with horizontal shaft	71
Figure B.12 – Pelton turbine with vertical shaft	71
Figure B.13 – Turgo turbine with horizontal shaft	72
Figure B.14 – Turgo turbine with vertical shaft	72

Figure B.15 – Crossflow turbine with horizontal shaft, with draft tube	73
Figure B.16 – Crossflow turbine with horizontal shaft, without draft tube	73
Figure B.17 – Specifications for static pressure taps	74
Figure B.18 – Example: discharge versus guide vane opening	76
Figure C.1 – Overspeed and runaway	77
Figure D.1 – Typical losses of a synchronous generator	79
Figure D.2 – Asynchronous generator: typical power factor and slip factor	80
Figure D.3 – Power measurement using the two wattmeter method	80
Figure D.4 – Power measurement using the three wattmeter method	81
Figure E.1 – Typical arrangements of acoustic transducers	84
Figure E.2 – Arrangement for pressure time method	85
Figure E.3 – Example of pressure-time diagram for a uniform conduit	86
Figure E.4 – Example of pressure-time diagram for a non-uniform conduit	86
Figure E.5 – Example of pressure-time diagram for a combination of uniform and non-uniform conduits between several sections	87
Figure E.6 – Location of taps for differential pressure method of discharge measurement	93
Figure E.7 – Location of taps for differential pressure measurement of discharge in a bulb turbine	93
Figure E.8 – Location of taps for Winter-Kennedy method of discharge measurement through a turbine equipped with a steel spiral case	94
Figure H.1 – Comparison of measured index efficiency with the guaranteed values	105
Figure I.1 – Index measurement to optimize the efficiency	107
Figure I.2 – Two dimensional cam correlation	108
Table 1 – Scope of classes A, B, and C	12
Table 2 – Maximum runaway speeds (n_{run}) expressed as a percentage of rated speed	21
Table 3 – Performance test parameters	29
Table 4 – Index discharge measurement methods	31
Table 5 – Site data	36
Table 6 – Systematic uncertainties at full load	41
Table 7 – Systematic uncertainties of discharge versus turbine opening	42
Table 8 – Overall uncertainties of the shape of turbine characteristics with respect to the guaranteed efficiency	49
Table 9 – Data used in Figure 28	51
Table 10 – Limits for cavitation damage	53
Table A.1 – Density of water	62
Table E.1 – Selection of flow measurement method	82
Table E.2 – Evaluation of the penstock factor with estimation of the systematic uncertainty	91
Table H.1 – Plant index efficiency guarantee	99
Table H.2 – Transformer data	100
Table H.3 – Data measurements (not all tests included)	101
Table H.4 – Calculation of results	102

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

**HYDRAULIC MACHINES – ACCEPTANCE TESTS
OF SMALL HYDROELECTRIC INSTALLATIONS**

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 62006 has been prepared by IEC technical committee 4: Hydraulic turbines.

The text of this standard is based on the following documents:

FDIS	Report on voting
4/254/FDIS	4/257/RVD

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

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

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

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

IMPORTANT – The 'colour inside' logo on the cover page of this publication indicates that it contains colours which are considered to be useful for the correct understanding of its contents. Users should therefore print this document using a colour printer.

HYDRAULIC MACHINES – ACCEPTANCE TESTS OF SMALL HYDROELECTRIC INSTALLATIONS

1 Scope

This International Standard defines the test, the measuring methods and the contractual guarantee conditions for field acceptance tests of the generating machinery in small hydroelectric power installations. It applies to installations containing impulse or reaction turbines with unit power up to about 15 MW and reference diameter of about 3 m. The driven generator can be of synchronous or asynchronous type.

This International Standard contains information about most of the tests required for acceptance of the hydraulic turbine such as safety approval tests, trial operating and reliability tests, as well for verification of cavitation, noise and vibration conditions, if required.

This standard represents the typical methods used on smaller hydroelectric installations, and is divided into three classes as follows (see Table 1 for more detail):

Class A	Normal test program (panel measurement) To determine the maximum power output of the installation.	Default
Class B	Extended test program To determine the performance characteristics of the installation.	Recommended
Class C	Comprehensive test program To determine the absolute efficiency of the installation.	Optional

NOTE All classes contain safety tests, trial operating tests, and reliability tests.

This standard gives all necessary references for the contract in order to execute the test, evaluate, calculate and compare the result to the guarantee for all the classes A, B and C.

The manufacturer or consulting engineer is responsible for ensuring that standardized connections are installed for performing these tests. This standard does not cover the structural details of a hydroelectric installation or its component parts.

2 Normative references

The following referenced documents are indispensable for the application 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 60041:1991, *Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines*

IEC 60193, *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests*

IEC 60308, *Hydraulic turbines – Testing of control systems*

IEC 60609 (all parts), *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Cavitation pitting evaluation*

IEC 60651, *Specification for sound level meters*

IEC 61362, *Guide to specification of hydraulic turbine control systems*

ISO 1680 *Acoustics – Test code for the measurement of airborne noise emitted by rotating electrical machinery*

ISO 1940-1:2003, *Mechanical vibration – Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state – Part 1: Specification and verification of balance tolerances*

ISO 3746, *Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Survey method using an enveloping measurement surface over a reflecting plane*

ISO 4412 (all parts), *Hydraulic fluid power – Test code for determination of airborne noise levels*

ISO 5168, *Measurement of fluid flow – Procedures for the evaluation of uncertainties*

ISO 7919-5, *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts – Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants*

ISO 10816-3, *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ*

ANSI/IEEE 810, *Hydraulic Turbine and Generator Integrally Forged Shaft Couplings and Shaft Runout Tolerances*

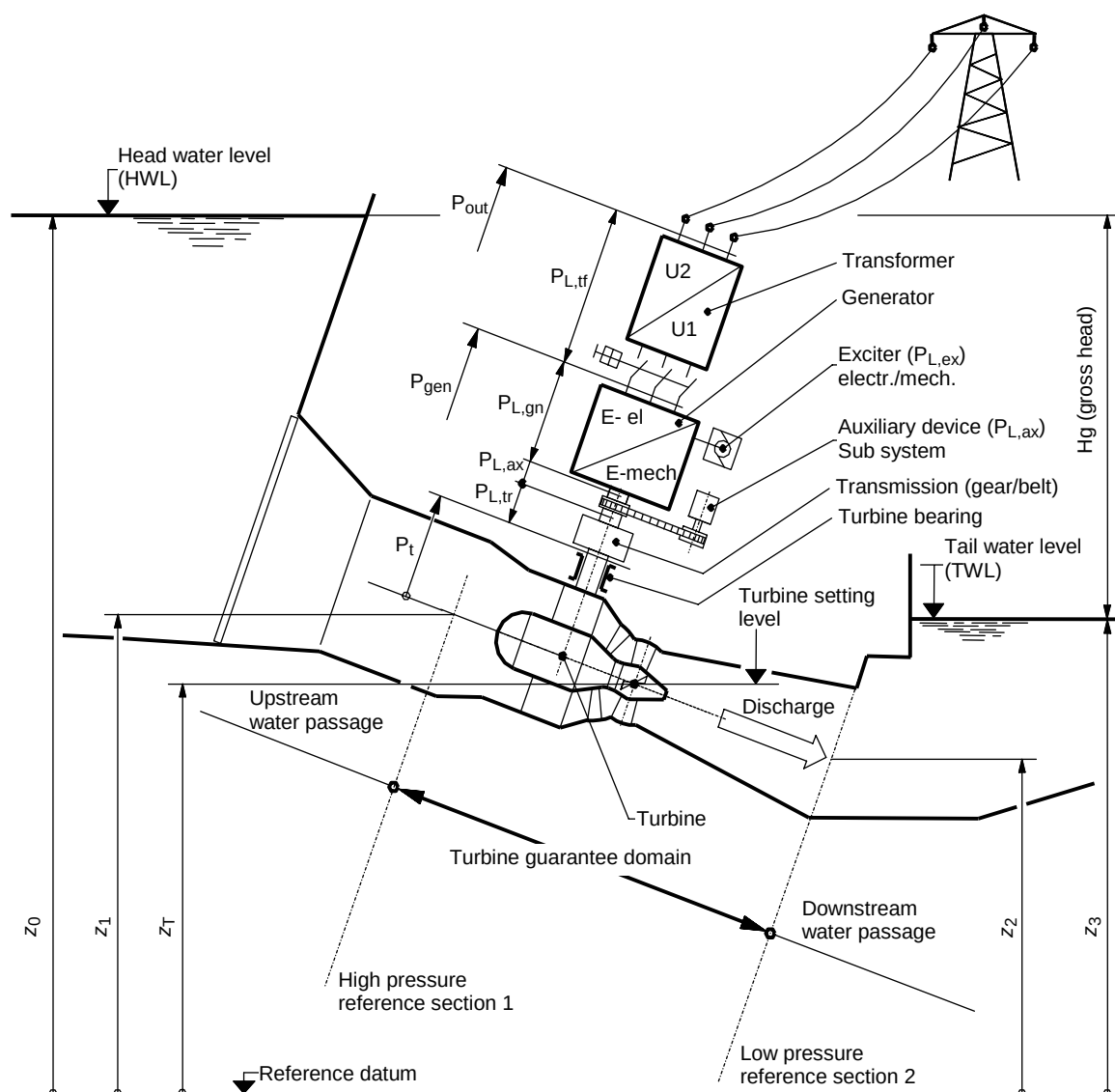
3 Terms, definitions and schematic layout

3.1 Terms and definitions

A complete list of terms and definitions is given in Annex A.

3.2 Schematic layout of a hydroelectric installation

In general, there are three connected hydraulic regimes in a hydroelectric installation as shown in Figure 1 below. These are the upstream water passage, the turbine guarantee domain, and the downstream water passage.



NOTE The losses in the upstream and downstream water passage are not part of the turbine losses. Nevertheless, they may influence the hydraulic conditions in the turbine guarantee domain and lower the efficiency of the turbine. Only the energy losses in the turbine guarantee section are to be considered when measuring the efficiency of a turbine. If it is not possible to measure the energy in the reference section 1 and 2, the measuring section should be changed in agreement with all parties.

The definition of the reference section 1 and 2 and that of net head and specific energy for the most common small turbines is given in Annex B.

Figure 1 – Schematic layout of a hydroelectric installation (water to wire system)

4 Nature and extent of guarantees

4.1 Grouping of classes A, B, C

4.1.1 General

The scope of the measurement classes for hydroelectric installations is shown in Table 1.

Table 1 – Scope of classes A, B, and C

Class A Normal (panel measurement) test program				
Class B Extended test program				
Class C Comprehensive test program				
Measurement of class	C	B	A	Clause
Safety tests (commissioning)				5
Pre-start tests (dry test)	yes	yes	yes	5.1
Closing devices (dry and wet tests)	yes	yes	yes	5.2
First run operation and control (wet tests)	yes	yes	yes	5.3
Bearing run at rated speed	yes	yes	yes	5.4
Emergency shutdown (no load)	yes	yes	yes	5.5
Electrical protection	yes	yes	yes	5.6
Overspeed test	yes	yes	yes	5.7
Runaway test	no/opt	no/opt	no/opt	5.8
Overpressure, emergency trip and load rejection tests	yes	yes	yes	5.9
Trial operating and reliability tests (commissioning)				6
Temperature stability of rotating parts	yes	yes	yes	6.2
Speed controller system	yes/opt	yes/opt	yes/opt	6.3
Control of cam correlation (double regulated turbines)	yes	yes	yes	6.4
Performance guarantees and tests				7
Maximum generator (transformer) power output	a	a	yes	7.2
Index test				7.3
- Shape control	a	yes	–	7.3.3
- Index plant efficiency	a	yes	–	7.3.4
- Optimizing cam correlation	a	a	a	7.3.5
Turbine efficiency				7.4
- Absolute discharge measurement	yes	–	–	7.4.1
- Thermodynamic method	yes	–	–	7.4.2
Computation of results and comparison to the guarantee	yes	yes	yes	8
Error analysis	yes	yes	yes	9
Other guarantees				10
Cavitation	yes/opt	yes/opt	yes/opt	10.1
Noise	no/opt	no/opt	no/opt	10.2
Vibration	no/opt	no/opt	no/opt	10.3
NOTE Definitions used in Table 1 are the following: yes – may be required. yes/opt(ional) – normally yes, but depends on the turbine type and site conditions. no/opt(ional) – normally no, but depends on the turbine type and site conditions. a included in other tests. – not required.				

4.1.2 Contract conditions

The contract specifies the guarantees, and includes the scope of the tests, and the classification of measuring instruments. Safety tests shall always be included. The condition of the plant, water quality, and setting levels shall all be specified (see Annex F).

4.2 Scope of performance guarantee

4.2.1 General

All guarantees concern the hydraulic passage between reference section 1 and 2 (turbine guarantee domain) and the corresponding net head. The guaranteed data required for each class is given below:

4.2.2 Class A: Maximum power output

- a) Maximum power output of the generator, including losses a) to d) of 4.2.5 $P_{\text{gen, max}} = f(H)$
- b) Maximum power output of the transformer, including losses a) to e) of 4.2.5 $P_{\text{out, max}} = f(H)$
 - Power output versus net head, see Figure 15
 - Discharge versus turbine opening, see Figure B.18
 - Electrical connection sheet, see Annex D

4.2.3 Class B: Index test

Shape control of turbine characteristic for newly commissioned turbines, and for refurbishment projects to compare pre- and post- refurbishment measurements.

- a) Shape control $\eta_{ix} = f(P_t)$
 - Expected shape of plant efficiency, see Figure 16
 - Possible deviation to the shape, see Figure 16
 - Hill chart if the head differs by more than 3 %, see Figure 19
- b) Index plant efficiency $\eta_{\text{plant ix}} = f(P_{\text{out}})$
 - Hill chart, see Figure 19
 - Generator losses, see Annex D
 - Electrical connection sheet, see Annex D
- c) Optimizing of cam correlation for double regulated turbines
 - Pre-adjusted opening of guide vane versus runner blade opening as a function of static head, see Annex I

4.2.4 Class C: Turbine efficiency

- a) Absolute discharge measurement $\eta_t = f(P_t)$
- b) Thermodynamic method $\eta_t = f(P_t)$
 - Hill chart, see Figure 19
 - Generator losses, see Annex D
 - Electrical connection sheet, see Annex D

4.2.5 Interpretation of losses

The parties shall agree on interpretation of losses due to the following mechanical and electrical equipment:

- a) turbine bearings and additional equipment;

- b) mechanical power transmission devices such as gears and belts;
- c) generator including bearings, excitation system, mechanically driven or electrically connected auxiliaries;
- d) mechanically or electrically driven auxiliaries;
- e) transformer.

The following subsystems and devices are excluded from consideration:

- f) devices which are needed for dewatering (mud pumps);
- g) temporary heating and / or cooling systems;
- h) any lights.

4.3 Scope of tests

4.3.1 Safety tests

If testing reveals that operation of the unit is not safe, then no further operation of the plant may be continued, until such deficiency is located, evaluated and repaired.

4.3.2 Trial run and reliability tests

When all the safety tests are completed, and within the allowable limits, the time limited trial run can be started. The duration of the trial run is normally at least 72 h.

4.3.3 Performance test

4.3.3.1 General test condition

- a) Method of measurement: the methods to be used for the measurement or computation of discharge, power, head, efficiency, speed, and losses shall be stated in the general procedure (see Clauses 7, 8, and 9).
- b) Number of points, runs and readings: a performance curve such as the ones shown in Figure 15 (class A), Figure 16 (class B), and Figure 18 (class C) requires a minimum of six and preferably eight or ten points. Each point will be obtained from one or more runs (see Figure 25 and Table H.4). The number of measurements taken during a run depends upon the methods of measurement used. To eliminate outliers, at least three runs are to be taken over an agreed time or over the duration of any time-based measurement.
- c) The interval of time used for instrument recording shall generally be the same for each variable.
- d) Small hydro turbines are often built from standard components. Care shall be taken to avoid operating the turbine above its maximum power (see Figure 15).

4.3.3.2 Test condition to be fulfilled

- a) Fluctuations and variations during a run (see Figure 22, Figure 23, and Figure 24). Fluctuations are defined as high frequency changes, of more than 1 Hz, in the values of head, power output, discharge and rotational speed about average values. They are often caused by head and pressure variation in the peripheral areas such as the river, canal, reservoir, penstock, and outlet channel. Variations are longer period changes or trends.
- b) The extreme variation of power shall not exceed $\pm 1,5$ % of the average value of power.
- c) The extreme variation of head (pressure) shall not exceed $\pm 0,5$ % of the average of value of head (pressure).
- d) The extreme variation of rotational speed shall not exceed $\pm 0,5$ % of the average of value of rotational speed.

4.3.3.3 General check after the tests

The preliminary computation of the test results shall be made at site. If the plant appears to fail its guarantee, steps shall be taken to identify the cause before disconnecting the instrumentation.

- a) Check the data for errors, and recalculate the results if any errors are found.
- b) Check all the instrumentation for correct connection, calibration, absence of air in the measuring pipes, and for irregular fluctuations.
- c) Check for random errors and outliers.
- d) Check for any hydraulic failure within the waterway such as the inflow conditions.
- e) Check for suspended particles within the turbine such as grass, algae, or industrial fibre, etc. (stop the turbine, and clean the turbine and the water passages).
- f) Check of the reference levels.
- g) Check of the unit for any abnormal hydraulic and/or electrical behaviour.
- h) Check for possible air release at the draft tube outlet.
- i) Investigate unexpected vibrations and/or noise level.
- j) Verify the equipment set-up and the flow passage geometry:
 - turbine opening in closed and full opened position, check for any signal offset;
 - cam correlation (double regulated turbines);
 - deflector correlation to needle opening;
 - runner geometry.

After this investigation, the chief of tests shall make a short report to indicate the possible reason for failure. The manufacturer shall have the right to inspect the dewatered turbine and the upstream and downstream water passages at this time.

4.4 Aptitude

All parties shall have confidence in the test team with respect to responsibility and competence when testing the unit under critical conditions. Commissioning engineers shall normally carry out class A tests. Specialists may be required to carry out class B and C tests.

4.5 Warranty

An example of a procedure for installation, acceptance and warranty of a hydroelectric installation is shown in Figure 2.

Contract

- production
- delivery

Installation

- commissioning
- start up
- debugging

Commissioning test (trial run)

- safe and commercial operation
- punch list is handed over

Acceptance tests

- performance
- vibration
- noise

Chief of test

- before disconnecting the instrumentation → countercheck
- inspection
- report

Manufacturer : have the right

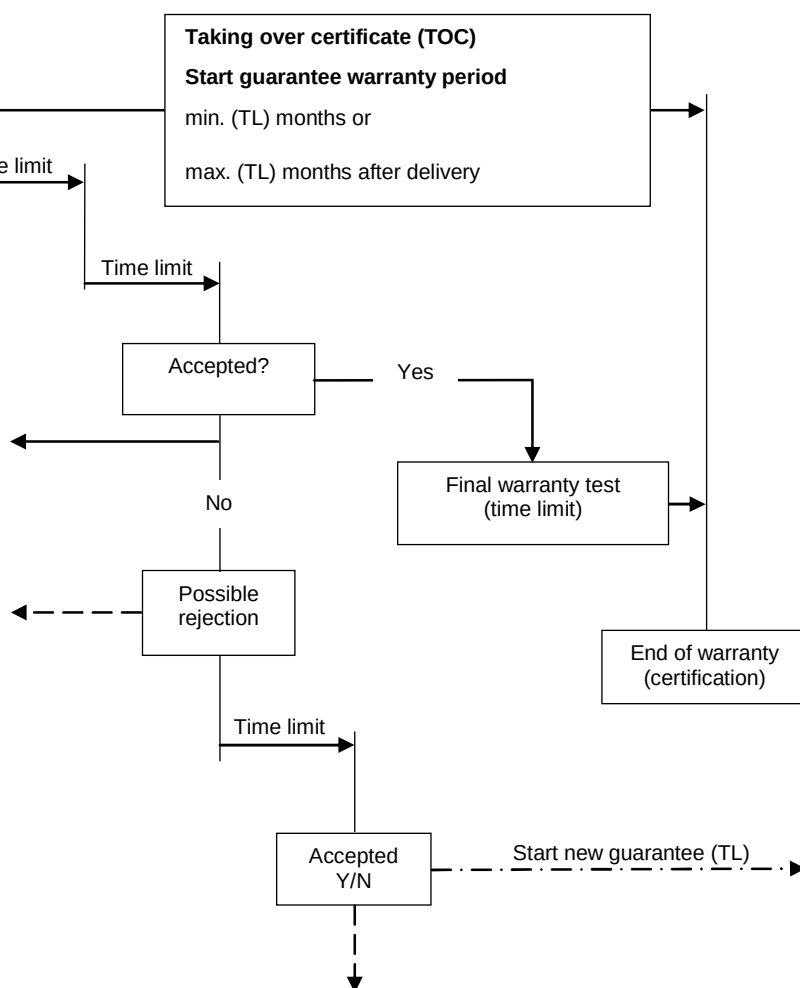
- inspect the turbine and waterway
- make internal tests on the unit

Improvement/proposal

Repair

- start tests

New guarantee



NOTE TL is the mutually agreed Time Limit (normally 6 months).

Figure 2 – Warranty period

5 Safety tests (commissioning)

5.1 Pre-start tests

Small hydro installations vary considerably as to their complexity. Some general guidance as to the nature of commissioning is given in Annex G.

5.2 Closing devices

5.2.1 General

Ensuring that the water supply can be turned off safely under all circumstances is a matter of safety. The following control devices should be carefully checked.

5.2.2 Intake gate or valve

This device is normally designed to close in any condition including leakage or rupture of the penstock. The closing time shall be set to prevent dangerous surges or water waves in the channel or in the upper bay.

5.2.3 Turbine inlet valve

This valve should be normally designed to close against maximum discharge, and when the turbine is at runaway conditions. Closing characteristics and closing time are generally selected so that surges and water hammer effects are less than the effects caused by the turbine.

5.2.4 Guide vanes (Francis and Kaplan turbines)

This component is the main regulating device and shall be able to close against full discharge both in normal and emergency conditions. Operation of the guide vanes should be tested under all known operating conditions. The friction forces and hydraulic forces should be compared with relevant design values for dry and wet opening and closing pressures, and load ramps from no load to full load and back, see Figure 3 and Figure 4).

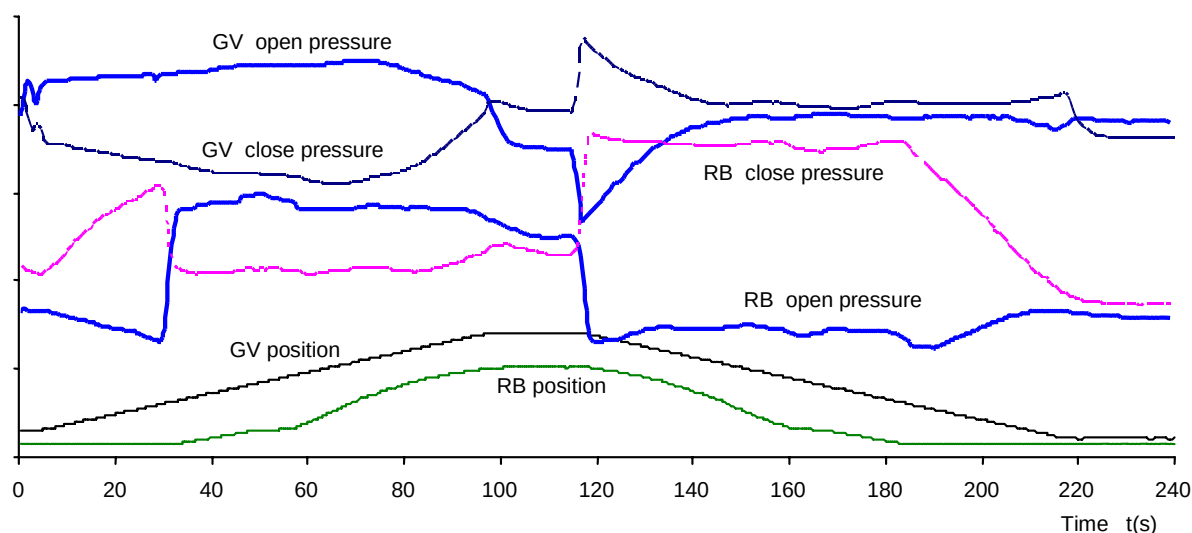
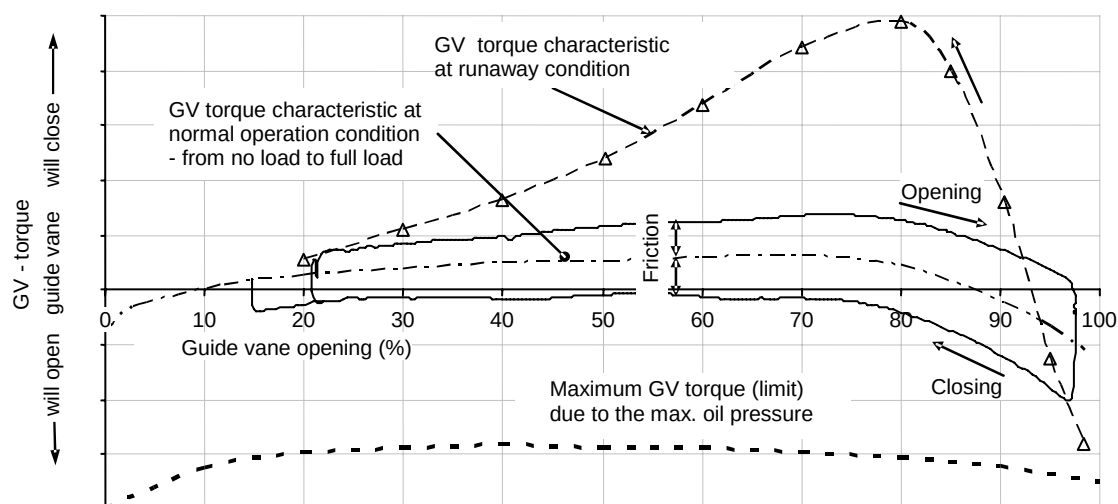


Figure 3 – Vanes and blades servomotors force measurements (Kaplan on line)

The guide vane closing characteristic and closing time are generally defined in order to optimize the opposing effects on overpressure (water hammer) and overspeed. Generally, the most severe conditions occur during emergency shutdown or during load rejection.

In double regulated Kaplan or bulb turbines the overspeed under normal operation may be controlled by the opening of the runner blades (see Figure 3). In these cases, opening and closing pressures of the runner blade servomotors shall also be recorded, in order to calculate friction and hydraulic forces and to compare those with design values.



NOTE The characteristics of the guide vane (GV) torque represents a typical design. However, the individual characteristics of the curve, in terms of opening and closing, depend on the individual GV shape and profile.

Figure 4 – Evaluation of the guide vane (GV) closing characteristic

5.2.5 Needle valve and deflector (Pelton and Turgo turbines)

The needle is the main regulating device and shall be able to close in presence of full flow both in normal and emergency conditions. The deflector (if fitted) shall also be designed to intercept the full flow and is used as the regulating device in some systems. The friction forces and hydraulic forces should be compared with relevant design values for dry and wet opening and closing pressures, and load ramps from no load to full load and back (see Figure 5).

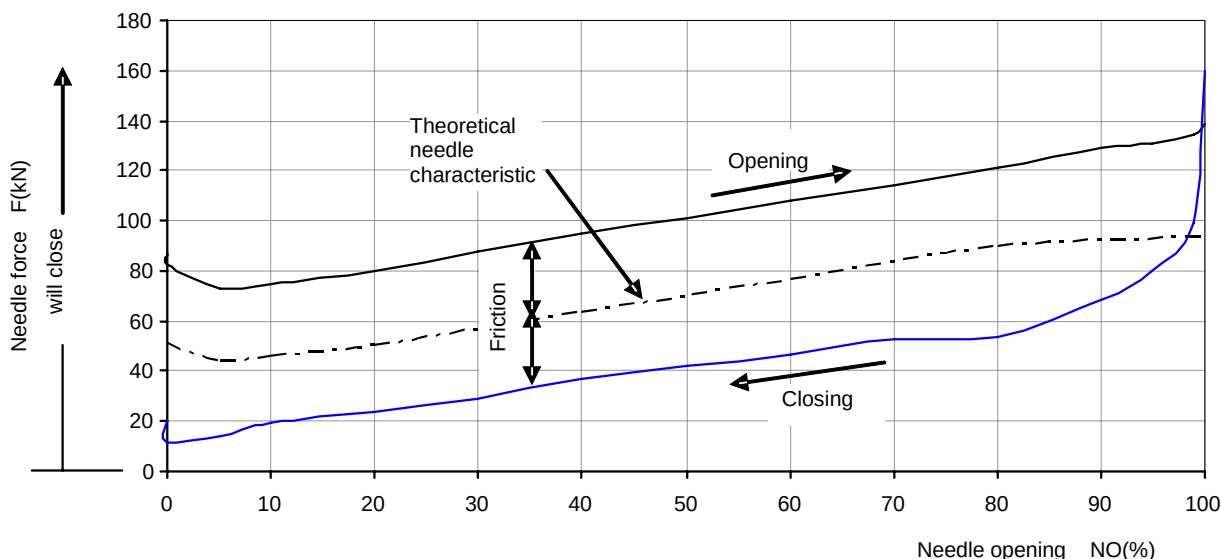


Figure 5 – Needle servomotor force

The needle closing characteristic and the closing time is generally defined in order to control overpressure (water hammer) while the deflector is used in order to control overspeed (see 5.5, and 5.7).

If a cam is fitted to control the relationship between needle and deflector, this relationship shall be verified in order to obtain safe overspeed values without any interference between jet and deflector on all needles.

NOTE It is important to individually check each cam for correct needle stroke/governor stroke/deflector position relationship.

5.3 First run operation and control

The commissioning engineer will decide if the unit can be started. If, during this or any of the following tests, any abnormal behaviour is observed, the unit shall be shut down immediately. Particular care shall be taken to detect any anomalous noise, scraping etc., see Figure 6.

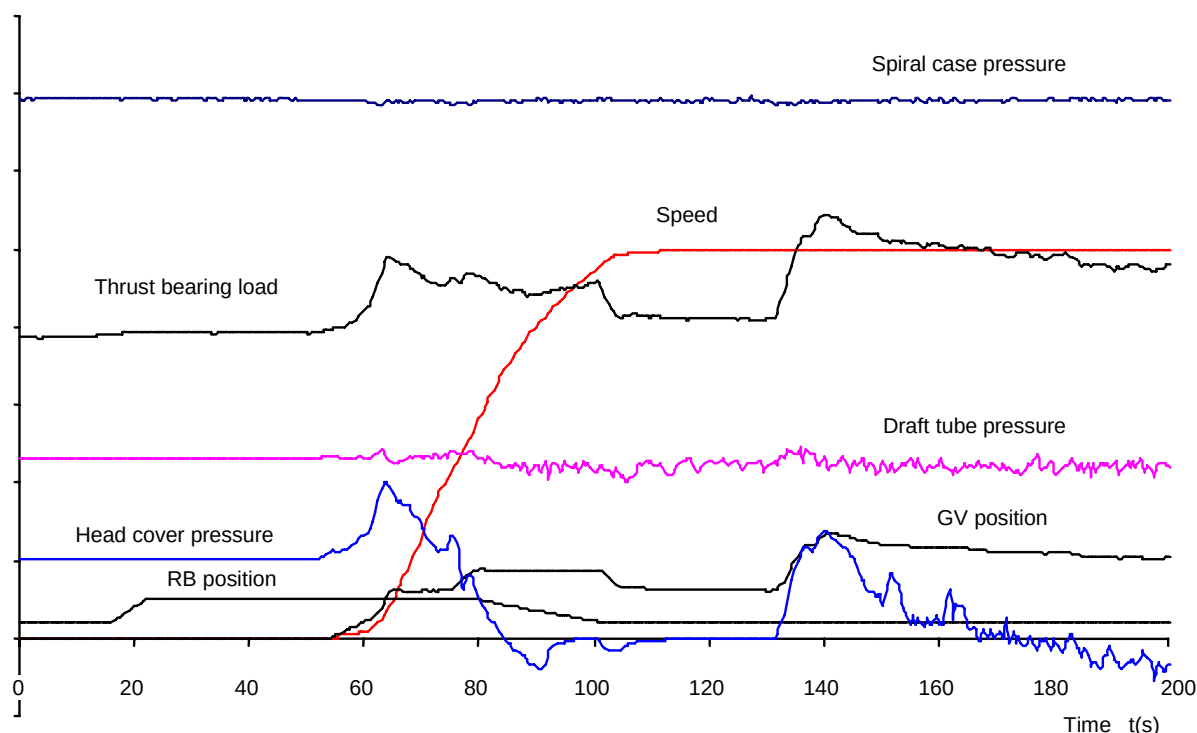


Figure 6 – Automatic start – Synchronization – No load test (Kaplan turbine)

5.4 Bearing run at rated speed

The speed shall be increased in steps to the rated value. The number of required steps and the time spent at each step should be decided in advance between the parties. Note that hydrodynamic bearings can be damaged if run at slow speeds, and the minimum speed should be specified by the manufacturer.

The criteria for accepting the turbine at each speed step will be decided between the manufacturer's representative and the commissioning engineer. This could be either the time for all bearing temperatures to stabilize sufficiently to determine the final temperature value, or just to determine whether there is any internal rubbing.

If a bearing temperature increases rapidly, or is excessive, the unit shall be shut down and the causes of the phenomenon investigated and corrected. The condition of the lubrication system should be monitored, and if water is noticed in oil or oil foaming is observed, the cause shall be located and eliminated. Other control devices may be tested during the bearing run. The correct behaviour of the governing system may be checked at this time and, when the governor is operating correctly, it may be used for running the unit.

Unless specifically required by the manufacturers, the above mentioned checks do not require specific instrumentation, only those normally installed in the plant or available during the erection (i.e. micrometer-comparators to check the shaft run-out). Vibration measurements need only be conducted if contractually required.

5.5 Emergency shutdown (no load)

The turbine will be tripped when running at rated speed and no electrical load. The closing time of the guide vanes (or needle valves), and the hydraulic pressure or electric current to operate them shall be measured. These values should be compared with the design values.

The pressures in the water passages and the run down time of the turbine shall also be measured. Correct operation of the brake (if fitted) should be verified, see Figure 7.

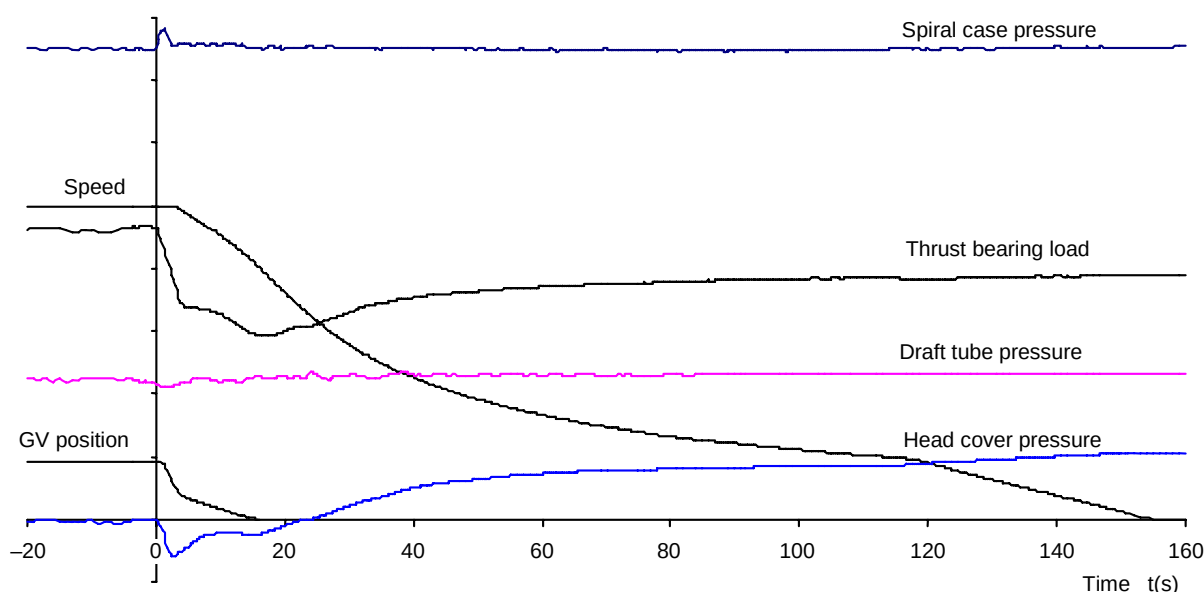


Figure 7 – Emergency shutdown from no load test (Kaplan turbine)

5.6 Electrical protection

When a small hydroelectric generator is connected to a grid, there is a need for electrical protection to ensure that the generator is safely disconnected from the grid in the event of a fault. The electrical fault can occur either on the generator or on the grid. The protection should guarantee that the generator is disconnected when repairs are being made to the grid.

The common elements of the protection system are relays that detect under- and over-voltage, under- and over-frequency, and rate of change of frequency. The operators of the local grid should specify the protection relays required and the nature of the acceptance tests.

After the mechanical tests have given satisfactory results, the testing of the electrical protection shall be undertaken according to the contractual conditions. During the tests, the manufacturer's requirements shall be strictly observed.

NOTE The electrical protection tests have normally to be completed before any electric connection to the grid is made and any power is exported.

The acceptance tests normally include the sequence and time to open circuit breakers, once the fault has been detected (simulated during the test). The results of the electrical protection tests shall be recorded.

5.7 Overspeed test

The turbine speed is carefully increased under manual control, and any speed set points are checked. The operation of the runner blade servomotor of a double regulated Kaplan or bulb turbine shall be checked at this time.

5.8 Runaway test

A total runaway speed test may also be performed especially in the case of turbines with guaranteed steady state runaway. The steady state runaway tests shall only be carried out if expressly laid down in the contract. The real need of performing this test shall be deeply evaluated by all parties taking into account all possible risks.

All runaway tests shall be time limited. The runaway test concerns the worst case for each type of turbine when all closing regulation is locked in the full open position. As an example, the maximum expected runaway speeds are shown in Table 2 below. If the vibration level rises after a runaway test, the cause should be investigated and remedied.

Table 2 – Maximum runaway speeds (n_{run}) expressed as a percentage of rated speed

Turbine type	$n_{run}\%$
Francis turbine	160 to 210
Pelton and Turgo	200
Crossflow	190 to 230
Kaplan propeller type	200
Double regulated Kaplan	300 to 360
Bulb turbine	300 to 360
NOTE For double regulated turbines this speed is expected when the wicket gate is locked in the full open position and the runner is closing out of cam correlation.	

A runaway test shall be executed as shown in Figure 8. The time at stabilized runaway speed shall be limited to an agreed value. Generally, the runaway guarantee refers to the maximum guaranteed head, but the actual runaway test shall be carried out at the head available when the test is performed.

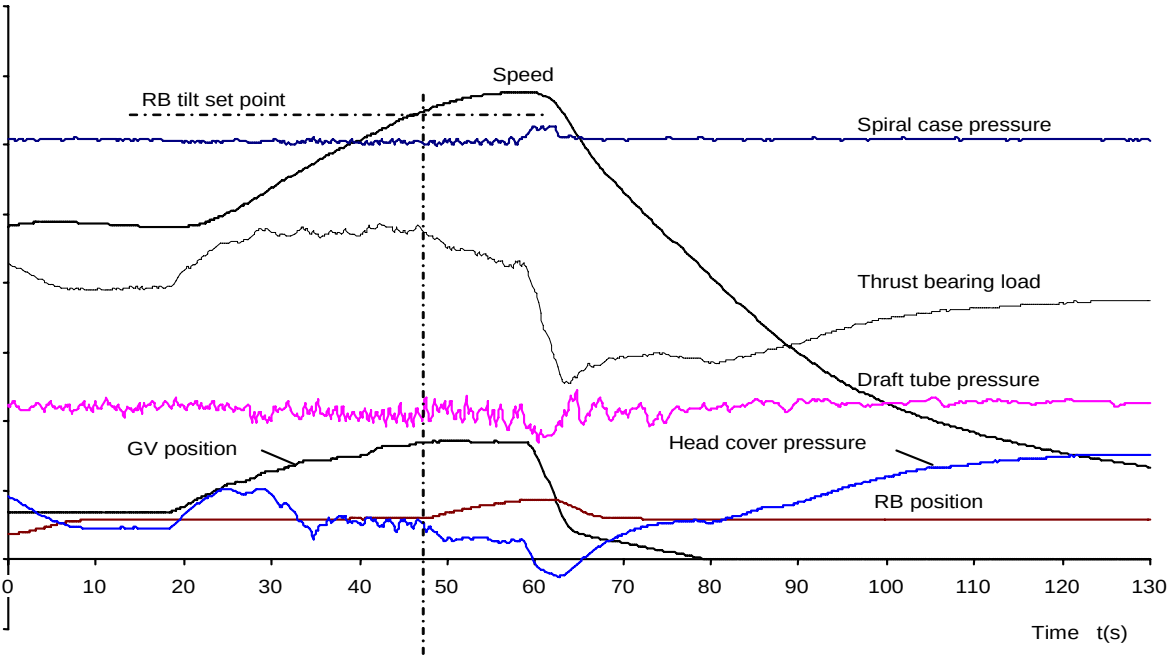


Figure 8 – Runaway test (Kaplan turbine)

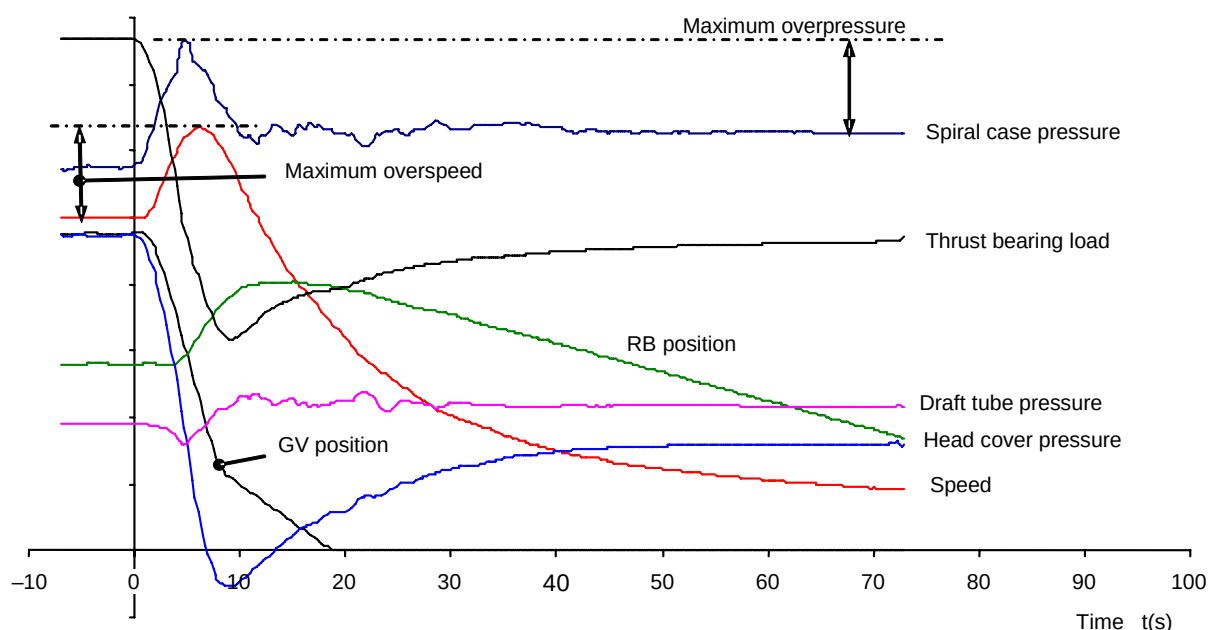
5.9 Overpressure, emergency trip and load rejection tests

5.9.1 General conditions

The load shall be increased in steps to the maximum value. At each step, observations and measurements in steady state condition shall be repeated and the operating stability of the turbine shall be verified. In so far as the load conditions so permit, the hydroelectric unit shall be subjected to load rejection tests at each stage (generally 1/4, 1/2, 3/4 and 4/4 of rated load). If the governor parameters are readjusted, then all the tests affected by these readjustments shall be repeated.

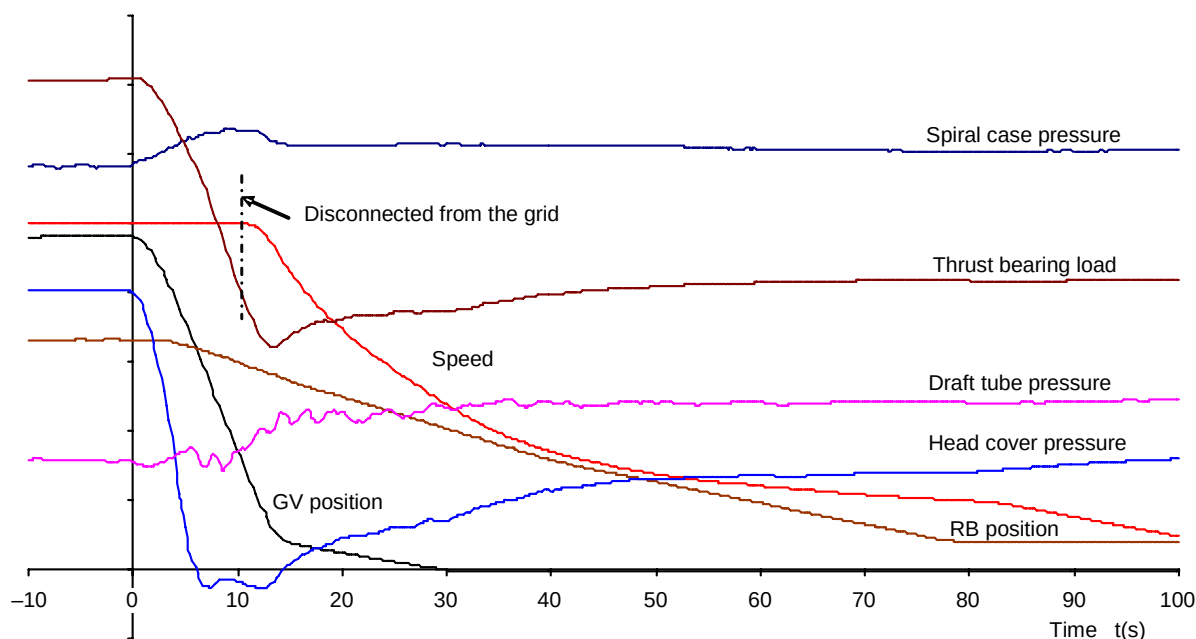
The unit can be subjected to different types of load rejection including emergency shutdown (due to electrical or mechanical failure), normal stopping sequences and normal shutdown with or without return to no-load operation. For safety reasons the emergency shutdown tests shall be performed first.

The test sequence shall include the most unfavourable conditions within the guaranteed operating range. This may correspond to load rejections from full opening, partial opening (with pressure relief valve) or low loading. If the plant includes several units with common intake, the most unfavourable condition may correspond to the simultaneous closure of the shut-off components of all the units, rather than the simultaneous load rejection. Some typical examples of emergency shutdowns are shown in Figures 9, 10, 11, and 12.



NOTE The turbine is closing and disconnecting from the grid immediately. The closing is controlled by the governor (Kaplan turbine).

Figure 9 – Emergency shutdown due to an electrical fault



NOTE The turbine is closing and disconnecting from the grid at no load. The closing is controlled by the governor.

Figure 10 – Emergency shutdown due to a mechanical fault

5.9.2 Testing the guide vanes or needle valves

The closing time of the guide vanes (or needle valves), and the hydraulic pressure or electric current to operate them shall be measured. These values should be compared with the design values.

5.9.3 Testing the turbine inlet valve

If the turbine inlet valve is the only method for isolating the turbine from the waterway, the operation of the valve shall be tested when the turbine is at full discharge.

NOTE This is a potentially dangerous test, and it should be carried out in stages at $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{3}{4}$ of full discharge first.

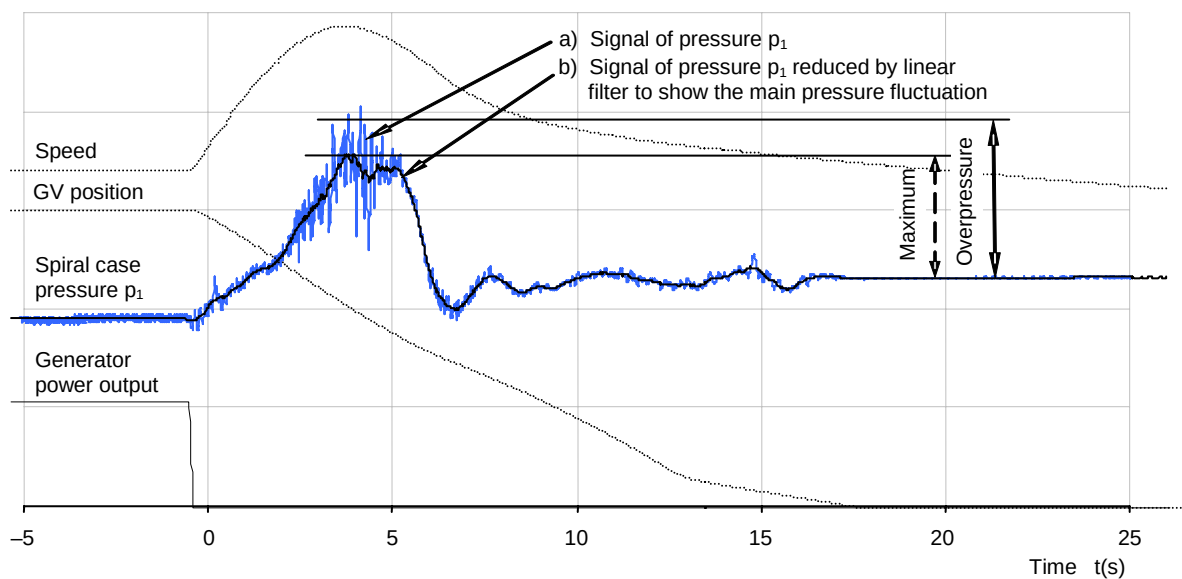
5.9.4 Testing the pressure relief valve

If a pressure relief valve is fitted, operational tests should be made to show that the turbine can be shut down in a safe manner under all circumstances, even when the valve fails to open.

5.9.5 Pressure rise

The curves given in Figure 11 show the pressure rises caused by closing the guide vanes, and are from actual site test results. The superimposed fluctuation is due to runner rotation and other dynamic phenomena such as cavitation or hydraulic resonance. Normally, for small installations, the mean pressure should be used for comparison with the guarantees.

However, when the fluctuation is large, the procedure outlined in Figure 11 and Figure 12 may be applied to find the maximum pressure due to the hydraulic transients. In order to avoid ambiguity, the method of plotting the high frequency signal envelope should be agreed upon with the purchaser, and clearly explained in the test report. This example uses a low pass filter with a high cut-off with half of the noise band deducted before calculating the maximum pressure.



NOTE The turbine is closing and disconnecting from the grid immediately. The closing time and characteristics are controlled by orifices. Example for pressure fluctuation (Francis turbine).

Figure 11 – Emergency shutdown due to the governor failure

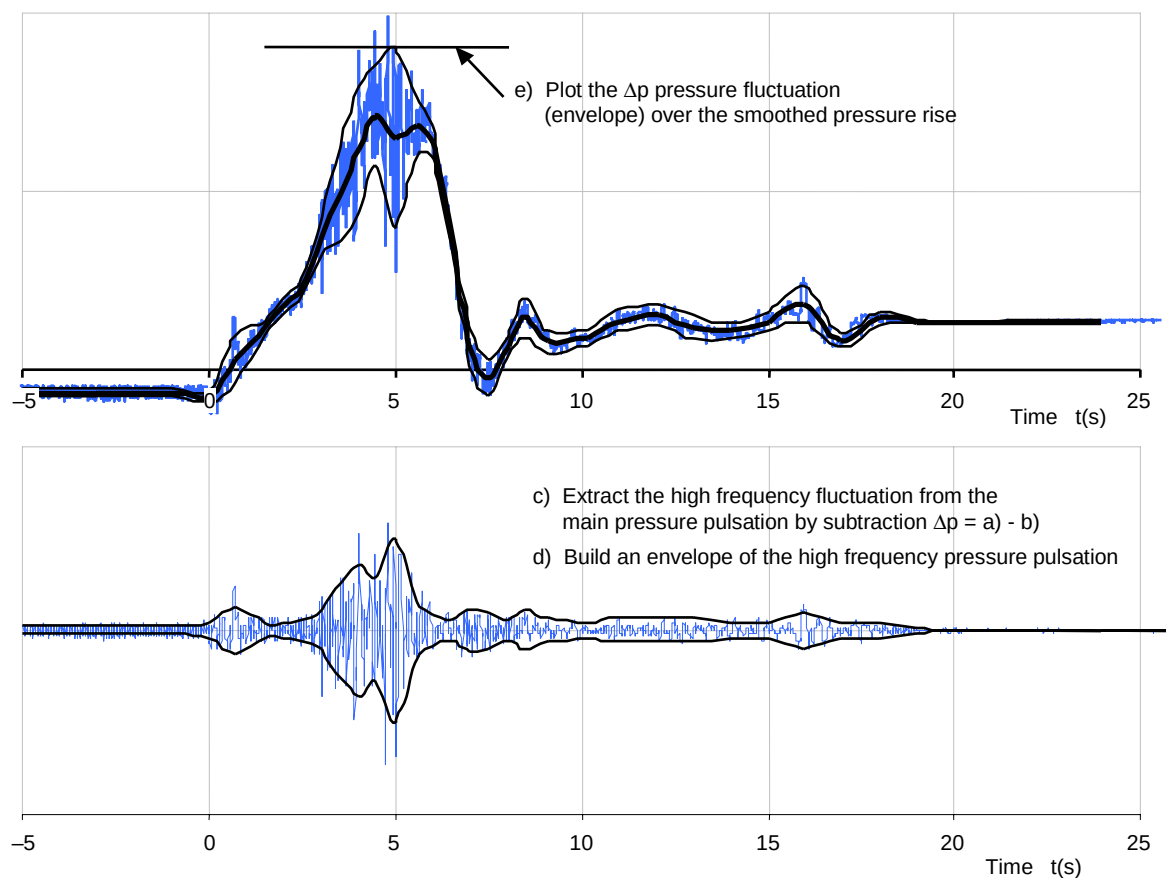


Figure 12 – Evaluation of the maximum overpressure

5.10 Measured quantities

5.10.1 Pressure

Pressures shall be measured using taps located at the inlet and at the outlet of the turbine as close as possible to the upstream and downstream pressure reference section (see Annex B).

If the maximum pressure in the upstream waterways is of importance, four pressure taps should be used placed 90° apart round the same cross section upstream of the inlet valve. The pressure taps should be connected by steel pipes to a ring manifold and with the pressure transducer directly connected to the manifold. Dimension of the pressure taps, ring manifold etc. should be as given in B.4.1.

The use of pressure transducers is recommended so that the transient over pressure and under pressure can be acquired and preferably recorded. The equipment used shall have a response time compatible with the frequency of the pressure fluctuations being studied. For this purpose the transducers shall be placed in the immediate proximity to the pressure taps.

5.10.2 Speed

Rotational speed shall be measured using a tachometer or by using the governor signal.

5.10.3 Control components

The movement of control components (guide vanes, blades, or needle and deflector) shall be recorded by using governor signals or displacement transducers.

6 Trial operating and reliability tests (commissioning)

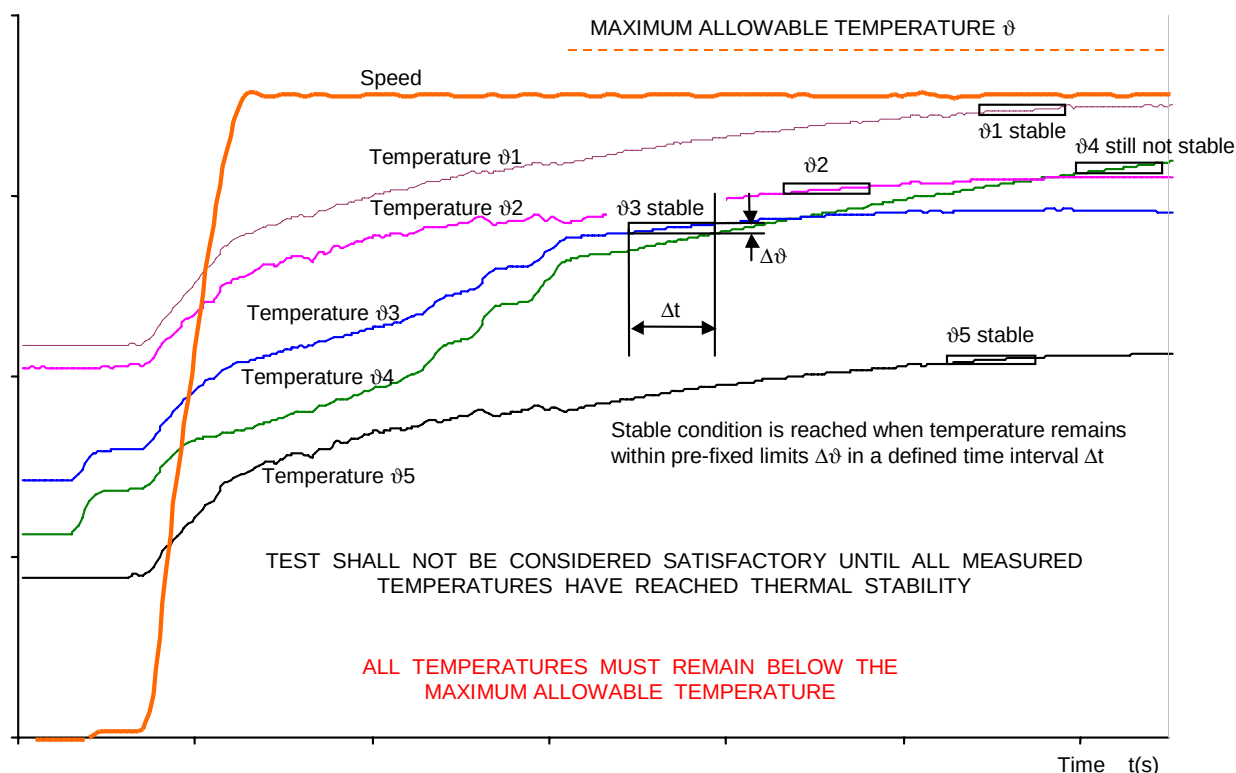
6.1 General

During these tests, the hydroelectric unit shall be on “trial run” to enable any necessary adjustments to be made while operating over the full load range. The duration of “trial run” of the complete equipment shall be for a specified period agreed between purchaser and manufacturer. The “trial run” shall be accepted if each item has operated successfully.

6.2 Temperature stability of rotating parts

6.2.1 General

The unit shall be run under the most arduous conditions to check that the bearing and generator temperatures achieve stability. The behaviour of radial bearings, thrust bearings and core temperature of the generator and all other circuits or mechanical components likely to suffer a temperature increase shall be verified.



NOTE During this test, the ambient air and cooling water temperature should not be higher than the values indicated in the contract. If this occurs, all parties should decide on how to rectify the situation. Higher maximum temperature limits can be proposed provided all parties agree that the safety margins are still reasonable.

Figure 13 – Temperature stability, recording at no load up to stable conditions

6.2.2 Temperature guarantees

The temperature rises and absolute temperature values shall be compared with the maximum admissible values stated in the contract or agreed between parties. A typical recording showing the stabilisation of various temperatures is given in Figure 13.

6.3 Speed controller system

6.3.1 General

There may be various combinations of the following types of control.

- No active regulation because the speed is set by the grid frequency.
- A speed governor.
- A voltage governor adjusting the excitation of the alternator.
- A head level controller maintaining the water level at inlet or outlet.
- A load management controller maintaining a set power output.
- An electric load governor absorbing the excess generator output.

6.3.2 Unit operating without regulation

Asynchronous generators can be connected to a grid when the speed is 1 % to 2 % above synchronous speed. The control system should cope with the inrush of current when connection is made to the grid. Small synchronous generators can be connected to a stiff grid without using a speed governor provided frequency and voltage are maintained within the grid limits whilst synchronizing.

6.3.3 Unit operating with a speed governor

6.3.3.1 General

The nature of the tests varies according to the role of the governor and the precision required. If the governor is expected to provide stable operation, the acceptable frequency variation should be stated in the contract. The speed governor should be set up for stable operation by a speed variation test with no external load. The test should demonstrate that when the control device is opened or closed rapidly, the speed returns to the set point within one cycle of speed variation. An example of a satisfactory response is given in Figure 14.

For a more complete study of the speed governor, reference is made to the publications IEC 61362 for specification and IEC 60308 for testing.

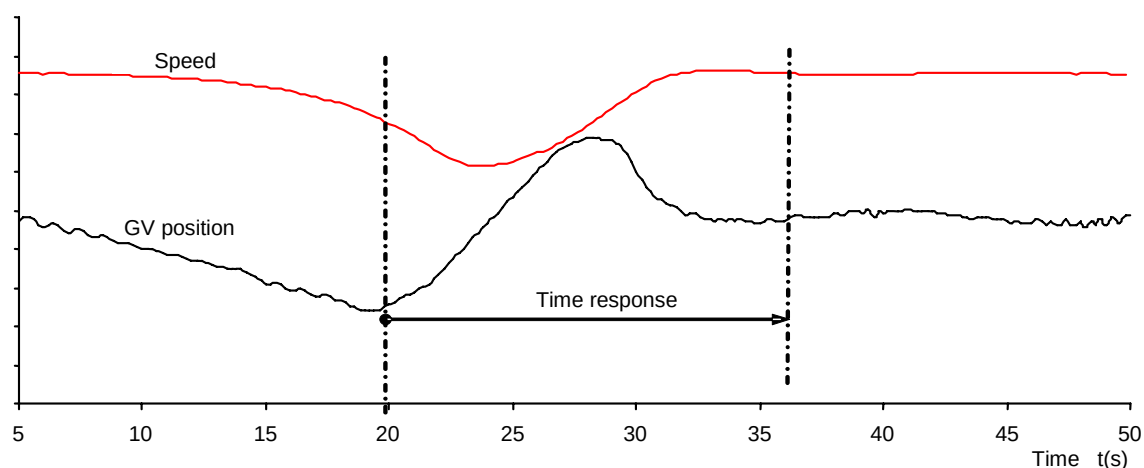


Figure 14 – Speed governor check at no load

A small hydroelectric turbine may be fitted with a speed governor for one or more of the reasons described below.

6.3.3.2 Synchronizing only

This mode is used when a small turbine is required to connect to a large grid. The speed governor may then be used to load the turbine, using speed droop, or may switch to another management system such as level control.

Once synchronized, the governor should automatically switch to the appropriate operational mode. The timing of the changeover is important if delay could cause a conflict between the grid frequency control and the turbine governor.

6.3.3.3 Frequency control on an isolated system

A small turbine may have difficulty in accepting the load changes on an isolated grid without large frequency fluctuations. The contract should state what size and type of load is expected and the frequency tolerance that is to be achieved. A grid supplied by a single hydroelectric unit shall be configured so that the plant can be started. The load should be segmented so that load increments are applied as agreed in the contract.

6.3.3.4 Frequency stability in conjunction with diesel generators

A small local grid may contain a mixture of turbines and other prime movers, such as diesel generators. The contract should state what role the small hydroelectric turbine is expected to provide. The ability of the turbine to provide frequency stability depends on its relative size compared to the other generators, and its speed of response. The governor shall be tested to

verify that it can cope with the expected load changes within the frequency tolerance stated in the contract.

6.3.4 Unit operating with a voltage governor

A voltage governor is used when the generator takes part in controlling the reactive energy on the grid. The excitation of a synchronous generator is adjusted to maintain the voltage or power factor within prescribed limits. The voltage or power factor variation should be measured using a data logger during the load tests and load rejection tests. The ability of the voltage governor to maintain the voltage depends on the other generators feeding the grid. The acceptable limits shall be specified in the contract.

An asynchronous generator may have a controller to adjust the power factor of the unit. This is usually in the form of extra capacitors across the load.

6.3.5 Unit operating with a controller

6.3.5.1 Head level controller

The discharge through the turbine is controlled to maintain the head or tail water level. The discharge should be varied throughout its operational range to identify whether the controller can operate in a stable manner. If there are two or more hydroelectric units, or single units with multiple jets, connected to the same supply, there should be an overall water management system to start up or shut down the turbines in order to maintain the head level.

If operational guarantees have been specified in the contract, then measurements of the variation of head level should be made.

6.3.5.2 Unit operating with a load management controller

The load management controller maintains power output from the generator at the present level. The controller should operate in a stable manner throughout the permissible operating range. Variations of voltage and head that affect the control and the allowable limits of variation of power shall be agreed contractually.

If operational guarantees have been specified in the contract, the measurement of the load deviation from the set point should be made.

6.3.5.3 Unit operating with an electric load governor

The electric load governor is used on an isolated system so that the generator produces a constant power output. Excess power is switched to and from a resistor to match the load changes on the system. The resistance has to dissipate the excess power as heat and shall be able to operate within the temperature limits defined by the manufacturer. The operational temperature of the governor should therefore be monitored during load tests and load rejection tests.

The load governor can cause electrical emissions of radio frequency interference when switching loads. The level of emissions should be measured if operation guarantees have been specified in the contract.

6.3.6 Measurements when testing the control system

The stability of the hydroelectric unit shall be tested throughout the operational range. If instability in frequency, voltage or power is observed then the following measurements should be taken:

- position of all control servomotors;
- grid frequency or the speed of the turbine;

- voltage at the generator terminals;
- active and reactive power or current supplied;
- headwater or tailwater levels;
- pressures in the inlet and/or outlet turbine sections.

If there are operational guarantees specified in the contract, they should specify the allowable variation and the allowable grid frequency or voltage variation that may occur at the same time.

6.4 Control of cam correlation

Cams are used to provide a relationship between the controls of a turbine for the following reasons:

- to achieve optimum efficiency on double regulated turbines such as Kaplan and bulb turbines. See also 7.3.5;
- to correlate the movement of needle and deflector on Pelton or Turgo turbines.

The relationship should be tested throughout the entire operational range of the turbine.

7 Performance guarantees and tests

7.1 General

The aim of performance tests is to verify contractual guarantees as listed in the main performance guarantee in 4.2. These guarantees shall be verified under contractually defined site conditions. The turbine and hydroelectric unit performance (efficiency) is evaluated from the parameters shown in Table 3.

Table 3 – Performance test parameters

Class		Measured parameters
A,B,C	H	Net head related to the turbine guarantee domain between the high pressure section 1 and the low pressure section 2, measured and evaluated as an absolute value.
A,B,C	P_{gen} (P_t) P_{out}	Generator power output (transformer input) measured directly as an absolute value. Transformer power output measured directly as an absolute value.
B,C	Q_{ix}	Discharge passing the sections 1 or 2. The discharge is measured as a relative value by an index.
C	Q , η	Discharge or efficiency, which is measured as an absolute quantity by a primary method.
NOTE A preliminary test of class A category is highly recommended. If, after the analysis of test results, there are justifiable doubts about the performances of the turbine, additional tests could be made with more accurate instrumentation.		

Before testing, the hydroelectric unit shall be in a state of commercial operation. The following data are required according to the test being made:

- Hill chart, with operation and cavitation limit, and with a list of rated data for different heads.
- Maximum power output P_t , P_{gen} , P_{out} as a function of the net head, see Figure 15.
- Physical, geometrical and geodetic data, see 8.1.2 and Table 5.
- Head losses in water passages as a function of discharge or power output.
- Losses in the generator, transformer, and auxiliaries (mechanical /electrical).

- f) A diagram showing discharge Q as function of turbine opening (guide vanes or needle) and static head to calculate the velocity head, see Figure B.18.

7.2 Maximum generator (transformer) power output as a function of net head

7.2.1 Guarantee

The guaranteed maximum generator (transformer) power output shall be equal to or greater than the measured and evaluated output taking into account systematic and random errors. The reference head for this guarantee is the net head between the turbine guarantee domain sections 1 and 2.

7.2.2 Instrumentation

The panel equipment can be used; the accuracy class shall be known and shall be in accordance to the agreed systematic uncertainties. Care shall be taken of the position for head measuring sections, refer to Annex B. Precision instrumentation with calibration certification should be used if the contract provides for a penalty (or a premium).

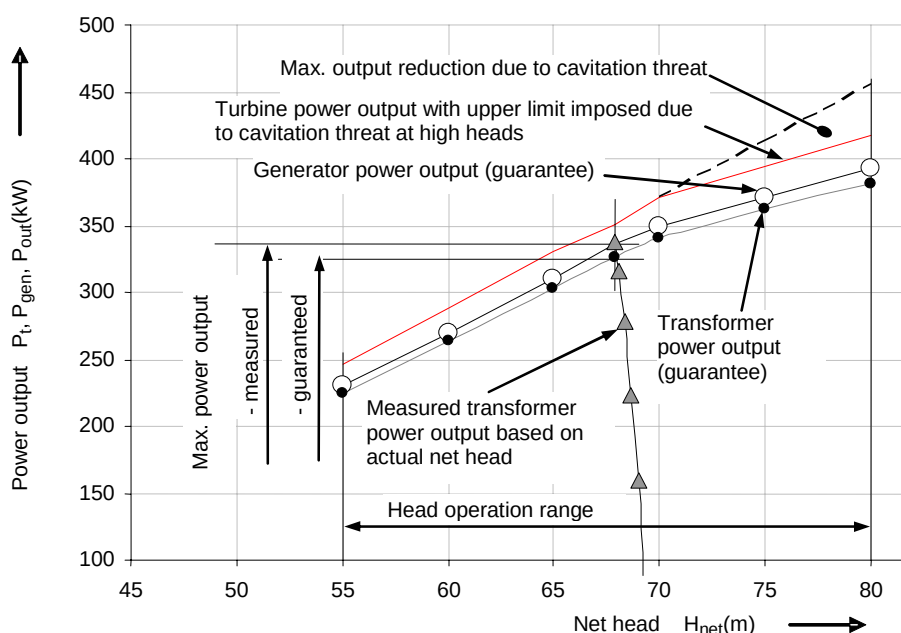


Figure 15 – Maximum power output: procedure to compare measured power output at actual net head to the guarantee

7.3 Index test

7.3.1 General

An index test may be used for any of the following purposes:

- to determine the shape of the performance characteristics and the relative efficiency of the turbine (shape control) alone, or the plant overall;
- to assess the change of performance when upgrading turbines. When using an index test for this purpose it shall be noted that modification may affect flow patterns in the measurement sections;
- to assess the change in performance due to cavitation resulting from a change in the tail water level and/or net head;
- to optimize the maximum annual energy of single or multiple units;
- to calibrate the discharge for monitoring over the operation range of discharge and net heads based on the guaranteed hill chart;

- f) to determine the optimum cam correlation between the runner blade and guide vane opening for most efficient plant operation of double-regulated turbines;
- g) an index test may be used as part of a performance test to complement the primary method of discharge measurement, for any of the following purposes:
 - 1) to provide additional test data during a field acceptance test, to interpolate and extrapolate the range of data produced by the primary method;
 - 2) to make a cross check of the index discharge to any primary method;
 - 3) to obtain calibration data for permanent powerhouse flow measuring instruments by measuring an absolute value of turbine efficiency at some operation points.

7.3.2 Index discharge measurement

An index test is based on a relative measurement of discharge, and one of the following methods given in Table 4 may be used. The discharge may be assumed to be nearly proportional to the square root of the differential pressure.

Table 4 – Index discharge measurement methods

Device	Usual differential pressure (Δp) at maximum load kPa
Differential pressure methods	
Full spiral case (Winter-Kennedy)	10 to 40
Tubular turbine (bulb, pit turbine)	10 to 30
Convergent pipe (conical pipe)	10 to 40
Stagnation probe	15 to 60
Flow indicators	
Simplified flow measuring methods	
Needle stroke on Pelton and Turgo turbines	

7.3.3 Shape control

Figure 16 shows how the shape of turbine performance characteristics can vary within the allowable deviation range (systematic errors). The deviation can be weighted as a function of the turbine power output or discharge.

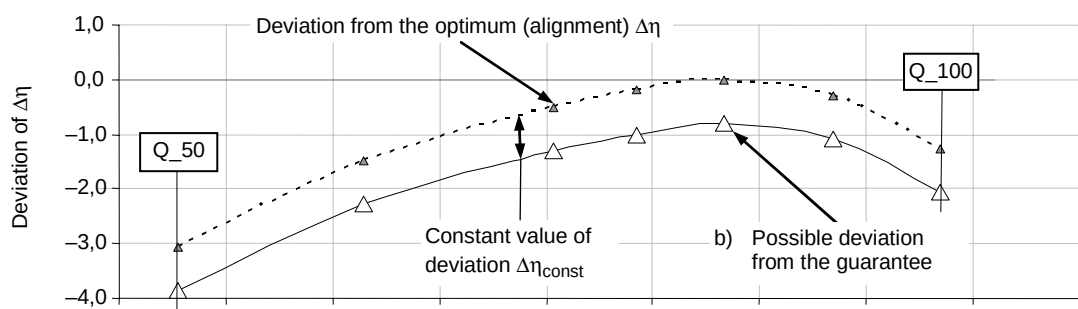


Figure 16a – Deviation of the turbine characteristic from the guarantee

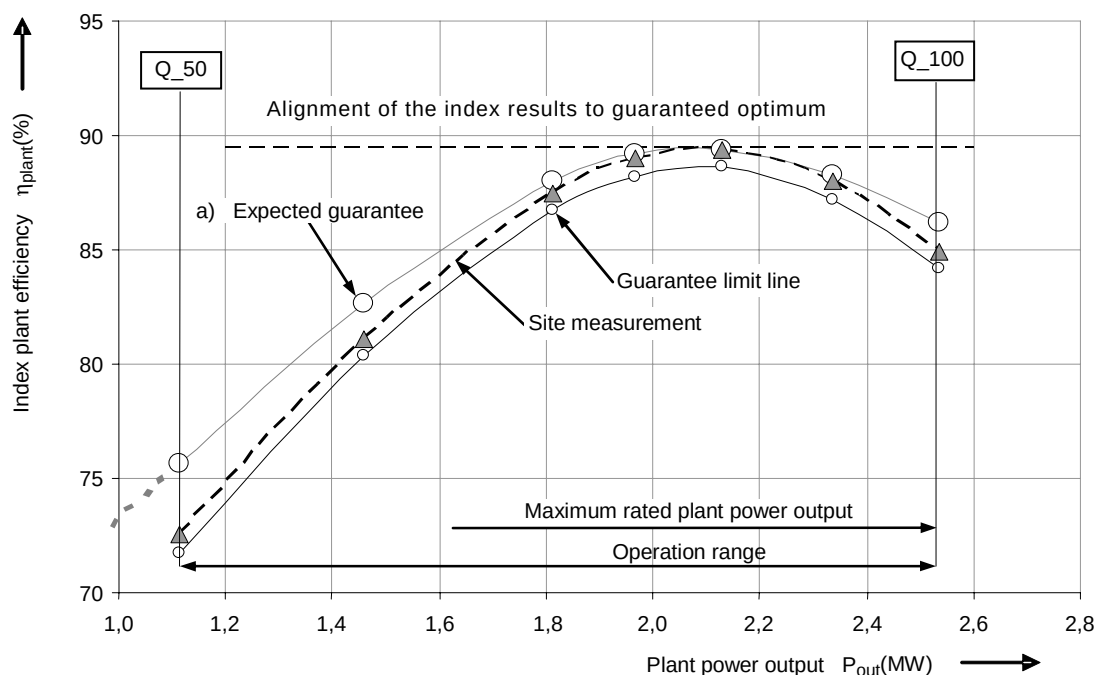


Figure 16b – Alignment of the turbine characteristic to the guarantee

NOTE Q_100 refers to the full discharge at maximum power output, and Q_50 is half the full discharge.

Figure 16 – Comparison of the shape of the turbine characteristic to the guarantee

7.3.4 Index plant efficiency

This test determines the relative efficiency of the turbine or overall plant. These results give information about the plant efficiency curve at actual plant conditions. They can be used to optimize the joint control of all the units in order to attain the maximum annual energy production. Figure 17 shows the switch band for starting or stopping the second unit optimized to attain the maximum annual energy production.

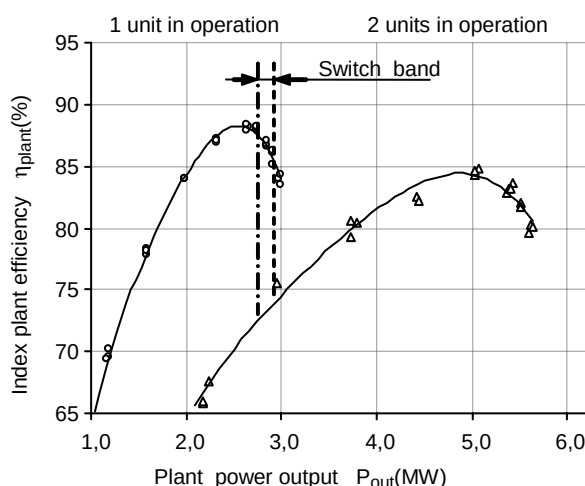


Figure 17a – Switching on power output

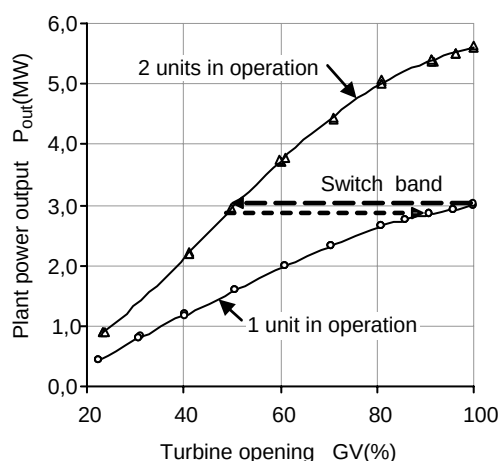


Figure 17b – Switching on turbine opening

Figure 17 – Example of an optimized switch band for 1 and 2 turbine operation

7.3.5 Optimizing cam correlation

The cam correlation from a homologous model can differ by up to 6 % of the guide vane opening from the measured optimum. If the results of model test are adapted by empirical values from site testing, the uncertainty referred to in the optimized turbine conditions are in the range of 0 % to 2 % over the whole operation range. Errors in kinematics (angle of blades to signal display of governor) are additional.

The main sources of this deviation can be due to

- model to prototype scaling effect,
- different inflow conditions between model and prototype,
- optimizing plant efficiency instead of turbine efficiency.

A procedure, similar to an index test, has to be applied to verify the proper cam correlation of a double-regulated unit (Kaplan or bulb turbine). This test has the aim to correlate the openings of both guide vanes and runner blades in order to obtain the best performance from the unit. Generally, the best correlation changes with the head. If the plant is designed to operate in a wide range of head, for example the head variation is more than 5 % of the total head, a 3-dimensional cam (blade, vanes and head) is required. The measurement shall be carried out within the range of the rated head. The adoption for a different head can be taken from the model test. For more detail see Annex I.

7.4 Turbine efficiency

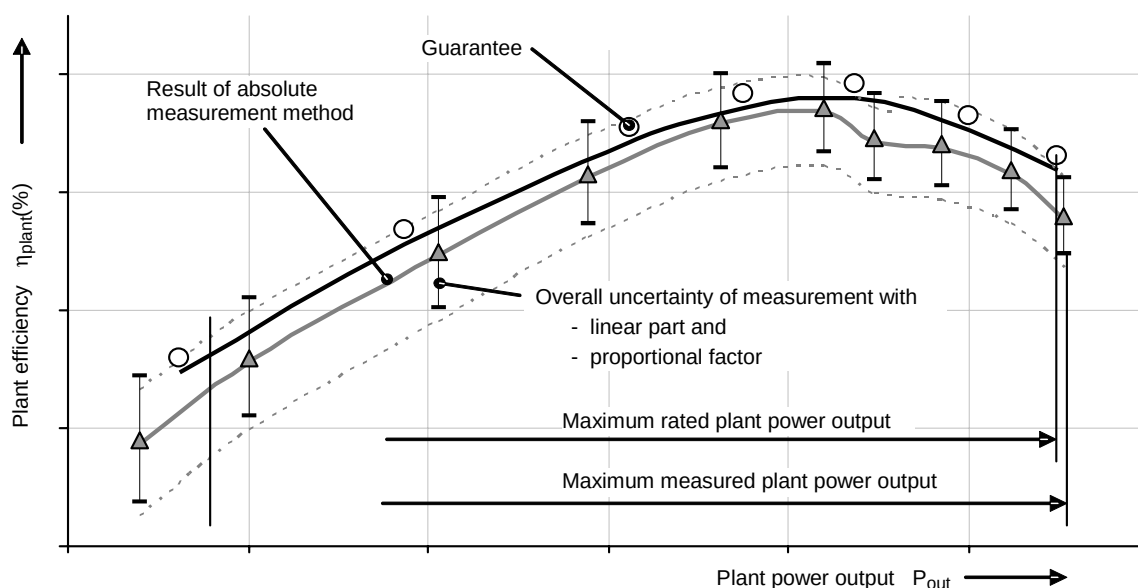
7.4.1 Efficiency test by absolute discharge measurement

The measurement of discharge in a hydraulic plant can only be performed with the desired accuracy when the specific requirements of the chosen method are satisfied. It is therefore in the interest of the parties involved to select the method(s) to be used for an acceptance test at an early stage in the design of the plant because later provision may be expensive or even impracticable. It is suggested that provision be made to make an index test at the same time.

The application and scope of guaranteed efficiency test with absolute flow measurement can be used for the following purposes:

- to measure the absolute value of turbine or unit efficiency over the guarantee range under plant condition and compare it with the guarantee;

- to determine the maximum turbine or unit power output;
- to prove and calibrate the flow rate of energy recovery turbines in irrigation and drinking water supply systems, using the turbine as the discharge indicator.



NOTE In Figure 18, the error band is shown as a straight vertical line rather than an ellipse. This simplification is normally used for small hydroelectric installations. See IEC 60041 for a more precise representation of the error band using an ellipse.

Figure 18 – Efficiency test: procedure to compare guaranteed turbine efficiency to the prototype measurement results, including the overall uncertainties

7.4.2 Efficiency test by thermodynamic method

All hydraulic energy, which is not converted into mechanical energy within a turbine, is transformed into heat. This means that the temperature of the water at the outlet of the turbine is different from that at the inlet. The difference of the temperature between inlet and outlet section of the turbine can be estimated by the formula:

$$\Delta T = H(1-\eta)/426$$

Note that the measurement of the discharge is not required to calculate the efficiency. The accuracy and sensitivity of the temperature measuring instrumentation shall indicate the temperature difference within 0,001 K. The discharge can be calculated indirectly from the parameters H , P and η . For further details of this method see IEC 60041.

7.5 Correcting the efficiency using the model curve

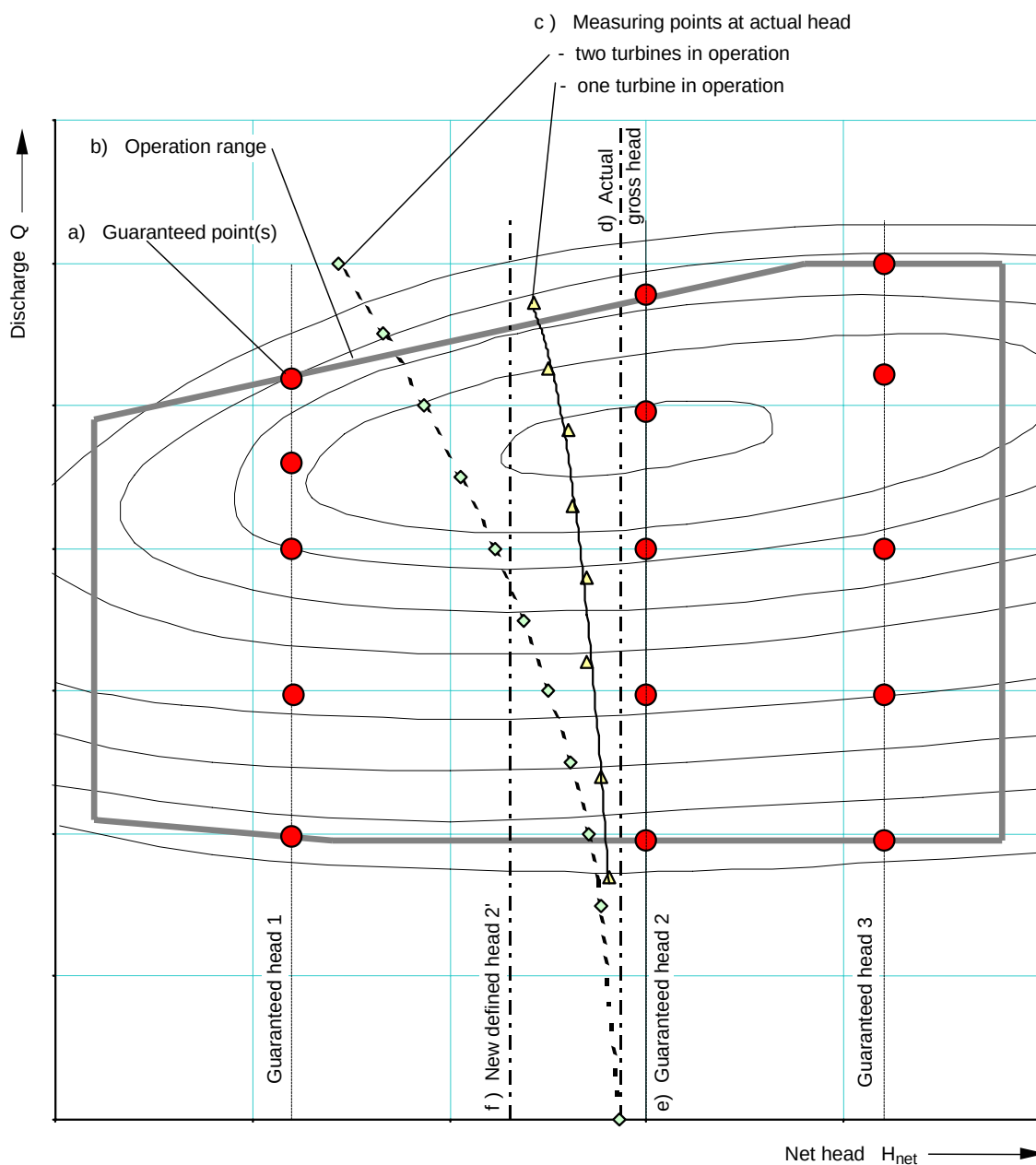
If the measured net head differs slightly from the guaranteed head, the turbine power output and turbine discharge can be corrected using the formulae in 8.2.3 and 8.4.2. The limits for the allowable discrepancy are given in these sections.

When there is a large discrepancy between measured net head and the guaranteed head, an adjustment can be made using the model curve. This adjustment can only be made with the mutual consent of all parties.

Figure 19 shows a typical situation where the guarantee has been given at constant head, and the measured head varies because of head losses. The efficiency can be corrected in the following way.

- Plot the measured point on the model curve.

- Find the change in efficiency between the measured point and the guaranteed point.
- Add or subtract the change in the efficiency to the measured efficiency.



Key

- a) Guaranteed points for different heads and discharge.
- b) Operation range for the turbine.
- c) Measured points, deviation of head as a function of flow and number of units on the same penstock.
- d) Actual gross head at start of tests at no flow.
- e) Guaranteed head.

Figure 19 – Hill chart – Showing head loss examples with one and two units in operation using the same penstock

8 Computation of results and comparison to the guarantee

8.1 General

8.1.1 Site data

Before the tests, the following data shall be obtained.

Table 5 – Site data

	Physical property	Example			
a	Temperature of water	δ_W	=	3,0	°C
b	Temperature of air surrounding the turbine housing and concrete wall of tailwater channel (thermodynamic method)	δ_A	=	18,0	°C
		δ_C	=	--,-	°C
c	The acceleration due to gravity				
	Latitude	φ	=	48	degree
	Elevation above the sea level $z = (z_0 + z_T)/2$	z	=	102	m
	For calculation, see Annex A.4.1	g	=	9,808 6	m/s ²
d	The density of water, see Annex A.4.2	ρ	=	1 000,4	kg/m ³
	Absolute pressure p_1	p_1	=	10,0	bar
e	Area of the high pressure reference section, see Annex B	A_1	=	0,503	m ²
	Area of the low pressure reference section	A_2	=	1,431	m ²
f	Geodetic levels				
	Setting level of the turbine	z_T	=	45,70	m
	Reference level for measuring head water	z'_1	=	44,37	m
	Reference level for measuring tail water	z'_2	=	46,02	m
	For reaction turbine for cavitation purposes				
	Elevation of draft tube outlet	$z'_{2,3}$	=	42,35	m
	Minimum allowable tailwater elevation				
	At minimum discharge	$z'_{2,2}$	=	42,70	m
	At maximum discharge	$z'_{2,1}$	=	43,20	m
	For impulse turbine for aeration purposes				
	Minimum tailwater level line at maximum	$z'_{2,1}$	=	--,---	m
	Maximum expected channel / river level	$z'_{2,2}$	=	--,---	m
	For information				
	Maximum level in upper reservoir at no discharge	$z_{0,max}$	=	160,80	m
	Minimum level in upper reservoir at no discharge	$z_{0,min}$	=	152,20	m

NOTE For all classes, compare the panel readings at zero discharge with the static head calculated from the elevation of headwater and tailwater.

8.1.2 Measured values (readings)

The measured values should be plotted against guide vane or needle opening as the test proceeds. Any reading that appears to be in error may indicate that the turbine needs adjustment, or the test equipment is faulty. Any readings taken before a change is made should be kept for reference.

All records shall be completed before disconnecting any instruments, and then critically examined to detect any errors. Any reading suspected of being in error shall be tested by the criteria for outliers, see IEC 60041. The results should also indicate whether the test is within the permitted operational limits.

The average of all readings shall be corrected, using the average of the pre-test and post-test calibration curves for each instrument, plus any zero offset.

Recommendation: make a preliminary reference test at a turbine output from 70 % to 90 % of rated power output to check the instrumentation and stability of the signals.

8.1.3 Scale effect due to water temperature

If the water temperature at site differs from the temperature used for the model test by more than ± 5 °C, a correction can be made. The effect should be calculated in accordance with IEC 60193.

8.1.4 Shifting of the plant characteristic

The hydroelectric unit may be capable of exceeding the maximum power originally guaranteed by the manufacturer. If the purchaser gives consent, the manufacturer may set a new maximum power output. To construct the new characteristic, shift the original turbine characteristic to the new measured maximum power using the example given in Figure 20. Every point of the turbine characteristic is shifted by the same percentage. The maximum limit of the shift is 10 % of the rated power. The newly chosen power output shall be a reference for all other guarantees such as maximum transient overspeed, maximum and minimum transient pressures, runaway speed and cavitation pitting.

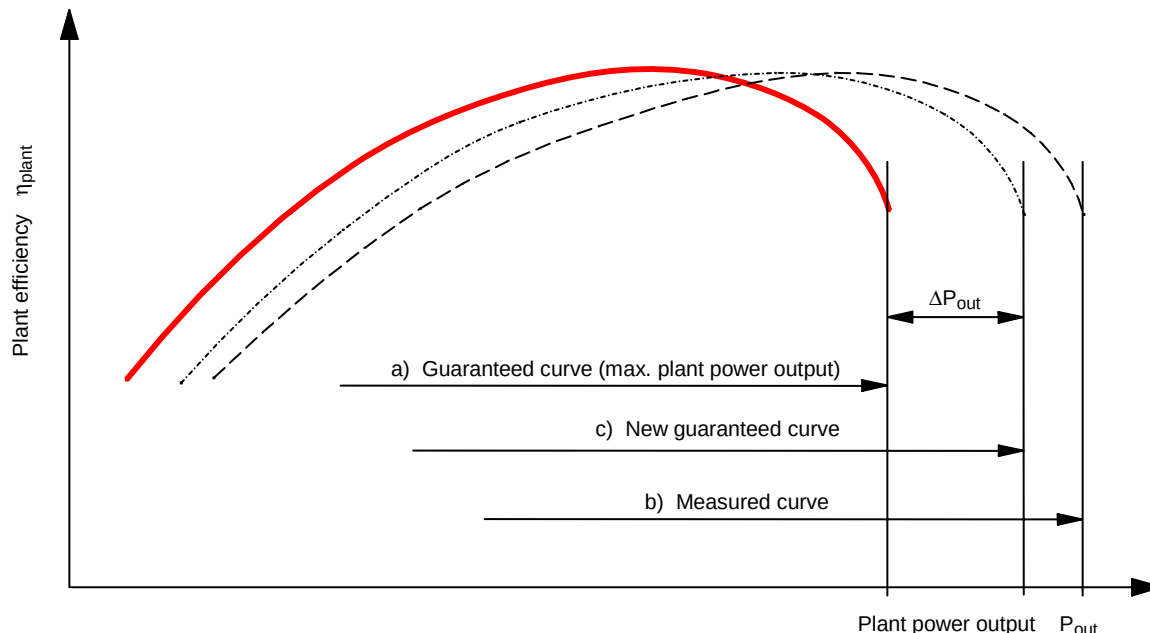


Figure 20 – Shifting of the performance curves

8.2 Power output

8.2.1 Plant power output measurement

- | | | |
|--|--|-------------------|
| a) Directly on transformer PTs and CTs | $P_{out,M} \times (1 + f_{P,out})$ | $\geq P_{out,sp}$ |
| b) Indirectly on generator PTs and CTs | $(P_{gen,M} - P_{L,tf} - P_{L,ax}) \times (1 + f_{(P)})$ | $\geq P_{out,sp}$ |

Where total uncertainty in power output, $f_{(P)}$, is a function of the errors $e_{P_{gen,M}}$, $e_{L,tf}$ and $e_{L,ax}$, see 9.4.3.1.

8.2.2 Generator power output measurement

- a) Directly on generator PTs and CTs $P_{gen,M} \times (1 + f_{P,gen}) \geq P_{gen,sp}$
 b) Indirectly on transformer PTs and CTs $(P_{out,M} + P_{L,tf} + P_{L,ax}) \times (1 + f_{(P)}) \geq P_{gen,sp}$

Where total uncertainty in power output, $f_{(P)}$, is a function of the errors $e_{P_{out,M}}$, $e_{L,tf}$ and $e_{L,ax}$, see 9.4.3.2.

8.2.3 Turbine power output measurement

The turbine power output is generally determined indirectly by measuring the generator power output and adding the generator losses

$$(P_{gen,M} + P_{L,gen}) \times (1 + f_{(P)}) \geq P_{t,sp}$$

where total uncertainty in power output, $f_{(P)}$, is a function of the errors $e_{P_{gen,M}}$, $e_{L,gen}$, see 9.4.3.3.

If necessary, transpose the measured turbine power output, P_t , to the rated guaranteed head using the following formula:

$$P_{tr} = P_t \left(\frac{H_R}{H} \right)^{1,5} \text{ provided } 1,03 \geq \left(\frac{H_R}{H} \right)^{0,5} \geq 0,97$$

8.3 Relative turbine efficiency (index test)

8.3.1 General

The relative turbine efficiency $\eta_{t,ix}$ is calculated by the following formula:

$$\eta_{t,ix} = \frac{P_t}{H \cdot g \cdot \rho \cdot Q_{ix}} \times 100 \quad \%$$

where

P_t	turbine power output	see 8.2.3;
Q_{ix}	relative discharge	see 8.3.2;
H	net head	see Clause B.5.

8.3.2 Relative discharge

A relative discharge measurement can be made using the Winter-Kennedy method or another index method. If the discharge cannot be calibrated by an absolute method, the discharge may be adjusted with help of the guaranteed hill chart. In this case the coefficient k and the exponent x are selected in such a way, that the maximum of the measured shape of the relative efficiency corresponds to the maximum predicted efficiency of the turbine at the best efficiency point.

The calculation of the relative discharge measured by differential pressure is as follows:

$$Q_{ix} = k \cdot \sqrt{\Delta p} \quad \text{or} \quad Q_{ix} = k \cdot \Delta p^x$$

The exponent x is used to alter the measured shape if the function of the discharge Q_{ix} is not exactly the square root of the pressure difference Δp . Exponent x shall be in the range of 0,48

to 0,52, which means that the variation of the discharge can differ by about $\pm 2\%$ at 60 % of the flow related to the optimum.

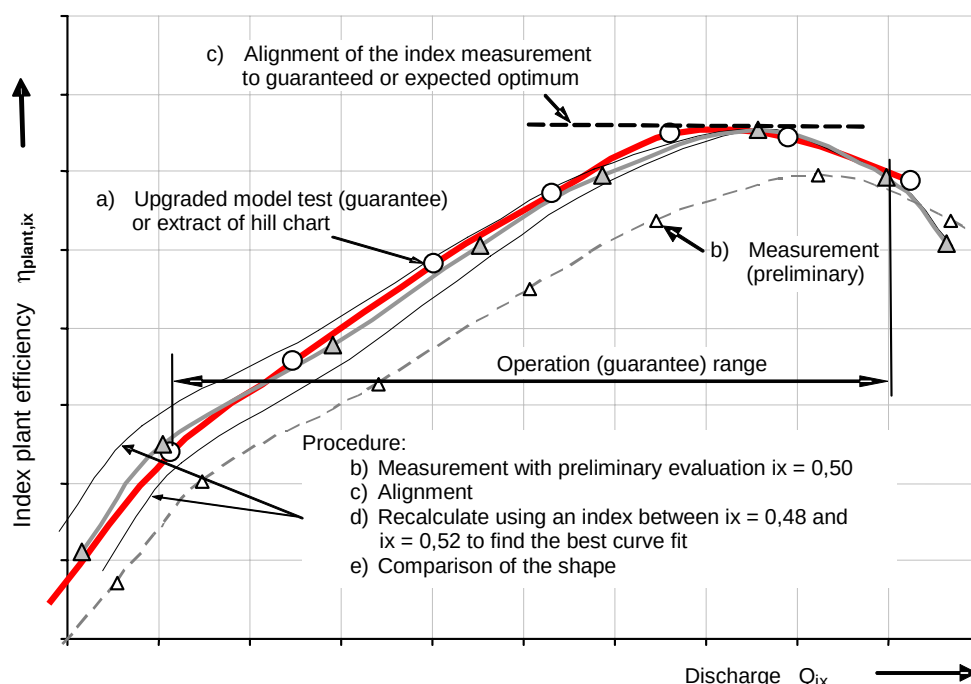


Figure 21 – Variation of factor k and exponent x on turbine index efficiency

8.3.3 Guarantee of the shape of the plant characteristics

Use the following steps to compare guaranteed efficiency curve shape with the results of the index test, see Figure 21.

- Plot the results' curve: relative turbine efficiency versus relative turbine discharge $Q_{ix,sp}$. If necessary, transpose the measured discharge Q_{ix} to the specified guaranteed head by using the formula:

$$Q_{ix,sp} = Q_{ix} \left(\frac{H_{sp}}{H} \right)^{0,5}$$

- Plot the guaranteed efficiency curve (or extract of the hill chart) upon which the contractual guarantees are based.
- Compute the uncertainties as described in 9.4.4.
- Create a total uncertainty bandwidth by adding the total uncertainties on the results curve.
- Analyze the position of the guaranteed efficiency curve: the guarantee is met if the curve is placed inside the uncertainty bandwidth for the whole guaranteed range.

If the guarantees are not met, another method to control the turbine performances shall be agreed between supplier and purchaser. Normally this situation should be foreseen in the contract, for example to perform absolute measurements.

NOTE Generally the index test method is not used to calculate penalties related to lack of efficiency. The Winter-Kennedy method is also influenced by changing inflow conditions, especially when used on semi spirals. An example of this may be caused by different load distribution among multiple units.

8.3.4 Relative index plant efficiency

These results indicate the shape of the plant efficiency, and include all the losses within the plant. They can be used to optimise the power sharing by turbines within the plant, and to analyse the amount of upgraded annual energy production on rehabilitation projects.

$$\eta_{\text{plant}} = \frac{P_{\text{out}}}{H_g \cdot g \cdot \rho \cdot Q_{ix}} \times 100 \quad \%$$

8.4 Absolute turbine efficiency

8.4.1 General

The absolute turbine efficiency η_t based on flow measurements is evaluated as follows:

$$\eta_t = \frac{P_t}{H \cdot g \cdot \rho \cdot Q} \times 100 \quad \%$$

If the thermodynamic method is used, see 7.4.2.

8.4.2 Absolute discharge

Plot the measured absolute discharge against turbine opening to check for errors. An index measurement can also be used at the same time to interpolate or extrapolate data, and reduce the number of absolute discharge measurement points. Irregularities can also be detected from Q versus Q_{ix} or Q versus $\log(\Delta p)$ plots.

Normally, the head decreases as the turbine power output is increased. To transpose the discharge at the measured head to that at the specified guaranteed head the following formula is used:

$$Q_{sp} = Q \left(\frac{H_{sp}}{H} \right)^{0,5} \quad \text{provided } 1,03 \geq \left(\frac{H_{sp}}{H} \right)^{0,5} \geq 0,97$$

If the head is outside the given limits, a correction factor based on the hill diagram from the model test can be used after mutual agreement, see 7.5.

8.4.3 Guarantee of the plant efficiency and comparison to the results

The measured efficiency η is plotted with the uncertainty bandwidth against the turbine power P or discharge Q converted as necessary to correspond to the specified head and speed. If the guarantee is given at one or more individual points, or as a curve, it is met if, at the specified head, the guaranteed values lie below the upper limit of the total uncertainty bandwidth over the specified range.

If the guarantee is given as a weighted efficiency the guarantee is met if, at the specified head, the guaranteed average efficiency is exceeded by the average efficiency calculated at the same specified points, using the upper limit of the total uncertainty bandwidth.

9 Error analysis

9.1 General

Every measurement is attended by unavoidable uncertainties in measurement, even when the methods, instruments and calculations employed fully comply with the requirements of the

international standard. These uncertainties shall be taken into account in a suitable manner when comparing the test results with the guaranteed figures. Uncertainties relate only to the measurements themselves and do not relate to the performance or to the quality of the tested machine.

For the purpose of this International Standard, an "error" is defined as a value equal to twice the estimated standard deviation. It is assumed that there is a 95 % probability that the estimated value of the true error will not exceed twice the estimated standard deviation. See ISO 5168.

NOTE e_x is the absolute uncertainty (error) of the value X , both being expressed in the same units. $f_x = e_x / X$ is the corresponding relative uncertainty expressed without units or sometimes in percent.

9.2 Estimation of systematic (bias) uncertainties

9.2.1 General

Systematic uncertainties are higher at partial load than at full load, especially for the parameters discharge and power. The uncertainty will be affected by the actual instruments and measurement method.

9.2.2 Typical systematic uncertainties

The typical systematic uncertainties of the measured values at full load, with 95 % confidence limit, are shown in Table 6.

Table 6 – Systematic uncertainties at full load

Method	Typical uncertainty at normal conditions
Velocity-area method - current meter method - open channels - closed inlets and conduits greater than or equal to 1 m diameter - stagnation probe^a	$f_Q = \pm 1,5 \%$ $f_Q = \pm 1,3 \%$ $f_Q = \pm 2,0 \%$
Pressure-time method - uniform cross-section - non-uniform cross-section	$f_Q = \pm 1,2 \%$ $f_Q = \pm 1,7 \%$
Ultrasonic (acoustic) method (under favourable conditions) - strap on meter - two crossing planes, four paths each - four crossing planes, four paths each	$f_Q = \pm 2,5 \%$ $f_Q = \pm 1,5 \%$ $f_Q = \pm 1,0 \%$
Volumetric gauging method	$f_Q = \pm 1,5 \%$
Electromagnetic flow meters	$f_Q = \pm 1,5 \%$
Pressure measurement (f_p) (see Figure 27) - spring pressure gauge (calibration check on site) - transducers - deadweight manometer - free water level (see Figure 26)	$f_p = \pm 0,50 \%$ $f_p = \pm 0,20 \%$ $f_p = \pm 0,10 \%$ See B.4.2.4

Method	Typical uncertainty at normal conditions
Generator power output (f_{gen}) ^b - Panel measurement (CT and PT are class 1,0 %) - synchronous generator $f_{\text{gen}} = \pm 1,50 \%$ - asynchronous generator $f_{\text{gen}} = \pm 1,80 \%$ - Power analyser $f_{\text{gen}} = \pm 0,5 \%$	
Rotation speed	$f_n = \pm 0,05 \%$
Mechanical transmission efficiency	$f_{\eta, \text{tr}} = \pm 0,20 \%$
Transformer efficiency	$f_{\eta, \text{tf}} = \pm 0,10 \%$
NOTE The systematic uncertainty for other measurement methods can be found in IEC 60041. ^a The accuracy depends on number of probes / section, diameter of the pipe and expected flow profile. ^b f_{gen} may increase depending upon the method employed for the determination of generator losses, and also in cases where a shunt is used for large direct currents. Conversely, f_{gen} may reduce when using accurate modern electronic instrumentation.	

9.2.3 Systematic uncertainty for turbines used to indicate discharge

The turbine can be used as a discharge indicator when used for energy recovery in water supply or irrigation systems. The expected systematic uncertainty is given in Table 7.

Table 7 – Systematic uncertainties of discharge versus turbine opening

Conditions	Q ₅₀	Q ₁₀₀
Without calibration	$f_Q = \pm 7,0 \%$	$f_Q = \pm 5,0 \%$
With calibration by an index test based on a guaranteed hill chart	$f_Q = \pm 3,5 \%$	$f_Q = \pm 2,5 \%$
With calibration by an absolute method	$f_Q = \pm 2,1 \%$	$f_Q = \pm 1,5 \%$

9.3 Estimation of random (precision) uncertainties

9.3.1 Measurement at a single operation point

9.3.1.1 Stochastic behaviour

This case is only applicable if the operating conditions can be maintained constant for the duration of the test. The random uncertainty is due to a combination of the characteristics of the measuring system and variations of the measured quantity, and appears directly as a scatter of results.

Unlike the systematic uncertainty, the random uncertainty can be reduced by increasing the number of measurements of the same quantity under the same operating condition. The minimum number of runs shall not be less than two. If the flow rate is measured using current meters, the run time for one operating point shall be divided so as to provide at least three equally spaced single readings.

9.3.1.2 Periodic behaviour

Typical periodic behaviour is shown in Figure 22. This case is applicable if the measured value shows a continuous fluctuation or oscillation behaviour. A typical value can be the input pressure on the spiral case due to water hammer. This fluctuation energy can have an influence on the turbine efficiency.

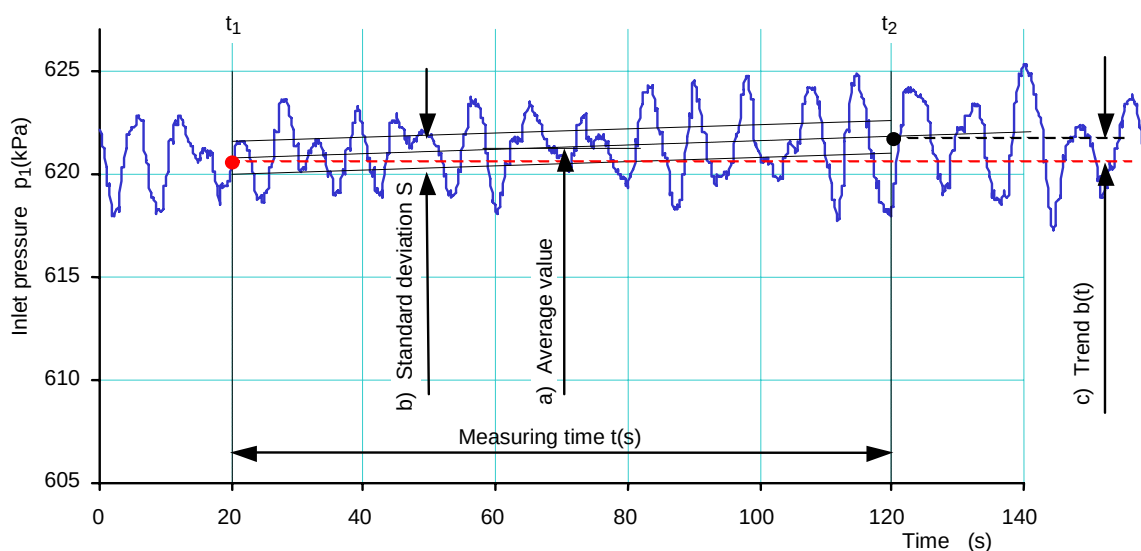
9.3.1.3 Computation of the standard deviation and the trend

The standard deviation $s(y)$ is the root-mean square of deviation of the measurements from the mean. The standard deviation is rarely, if ever, known exactly. Therefore, an estimate s is made from the available measurements. Given n independent measurements of y , an estimate s of the standard deviation of y is given by:

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

The trend b over time t , during which the n measurements are taken, gives a good indication as to whether the conditions are steady. The trend can be calculated from the following formula:

$$b = \frac{n \sum xy - (\sum x) \cdot (\sum y)}{n \sum x^2 - (\sum x)^2}$$



Example:

Measuring time	$t_2 - t_1 = 100 \text{ s}$
Average (mean value)	$p_1 = 621,3 \text{ kPa}$
Maximum value	$p_{1 \text{ max}} = 624,8 \text{ kPa}$
Minimum value	$p_{1 \text{ min}} = 617,7 \text{ kPa}$
Standard deviation	$s(y) = 1,6 \text{ kPa}$
Trend	$b(t) = 0,64 \text{ kPa /min}$

The random uncertainties for pressure fluctuation $f_{p1,ra} = \pm 1,6 \times 100/621,3 = \pm 0,26 \%$

NOTE Calculating the random uncertainty in this way is sufficiently accurate for most small hydro installations. However, a more rigorous method can be found in IEC 60041.

Figure 22 – Random uncertainties of a single operation point, example for penstock pressure variation and fluctuation

9.3.2 Measurement over a range of operating condition

9.3.2.1 Outliers

A practical way to select and identify outliers is to plot the fluctuating data (flow, pressure p_1 , p_2 , power, differential pressure) versus stable values (guide vane opening, needle stroke) in linear and/or logarithmic form. See Figure 23.

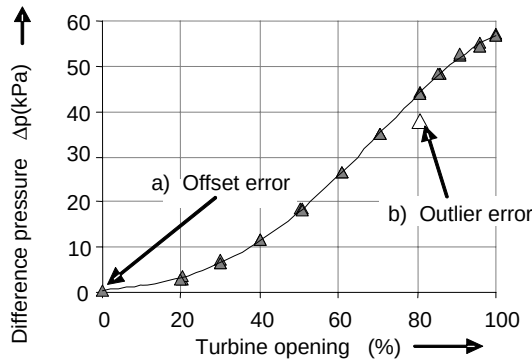


Figure 23a – Linear plot of outliers

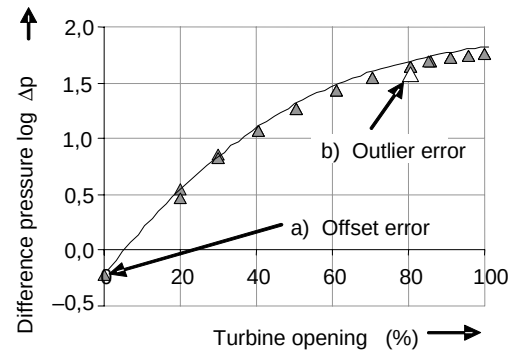


Figure 23b – Logarithmic plot of outliers

Figure 23 – Detection of outlier errors: example to find offset and reading errors by plotting in linear and logarithmic form with the same data

9.3.2.2 Curve fitting

Measurements of variables such as head, flow rate, and output over a range of operating conditions may be expected to change according to the function relating the variables. An estimate of the function relating the variables is provided by a smooth curve fitted to the observed data. To any collection of x and y data many different smooth curves may be postulated and fitted. It is usual to limit the choice to polynomial models of first, second or third order and the choice will depend on the relationship. For example, hydraulic losses normally use second order. The smooth fitted curve will not necessarily pass through all the observed data points. The quality of the fitted smooth curve depends on the number of elements and the variance of the observations, see Figure 24.

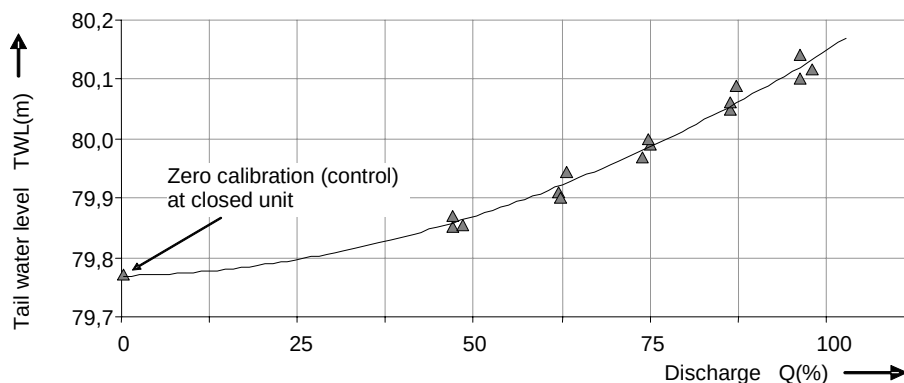


Figure 24 – Example of scattered points with function of second order

9.3.2.3 Discontinuities

Sets of data points are often encountered showing discontinuities, which cannot be easily or correctly interpreted by mathematical techniques. These should not be smoothed by an analytical method. The data points on either side of a discontinuity should be treated

separately and the fitted curve segments joined by eye to represent the data as closely as possible, see Figure 25.

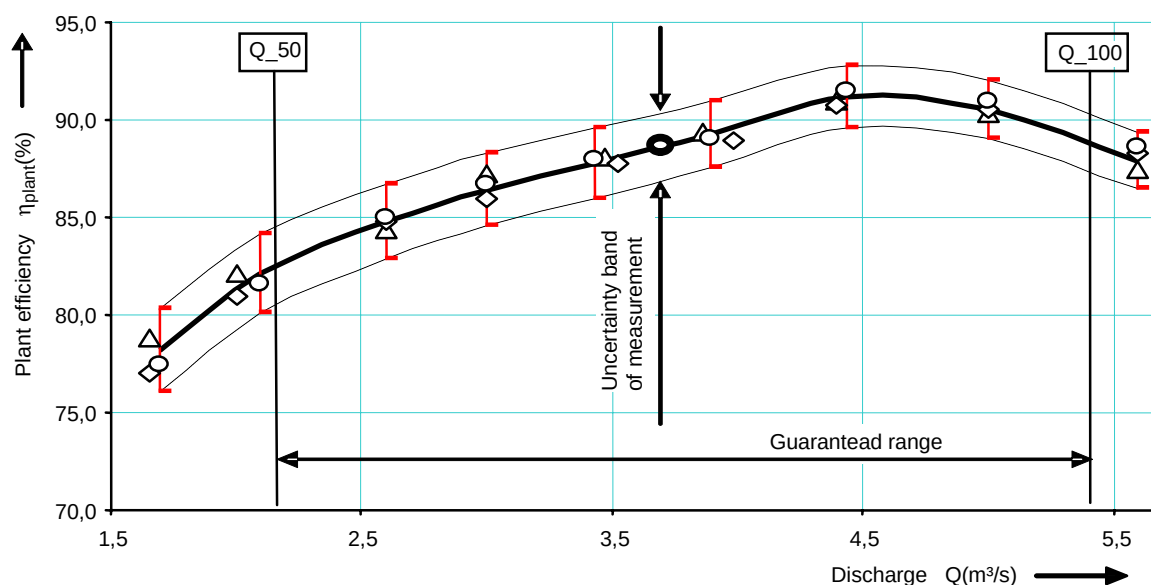


Figure 25 – Scattered points smoothed by individual fitting on adjacent sections

9.4 Evaluation of the uncertainties

9.4.1 General

The overall measurement uncertainty of any of the measured quantities (x) shall be calculated using the square root of the sum of the squares of the associated systematic x_{sy} and random uncertainties x_{ra} :

$$f_x = \sqrt{f_{x,sy}^2 + f_{x,ra}^2}$$

9.4.2 Head

9.4.2.1 Measurement with a free water level

The uncertainty in head measurement is a combination of systematic and random uncertainties in the measurement at turbine inlet and outlet. These may be caused by wind and wave disturbance at the inlet, and the turbine discharge at the outlet. In case of unexpected head fluctuations, the individual errors are to be recorded and evaluated.

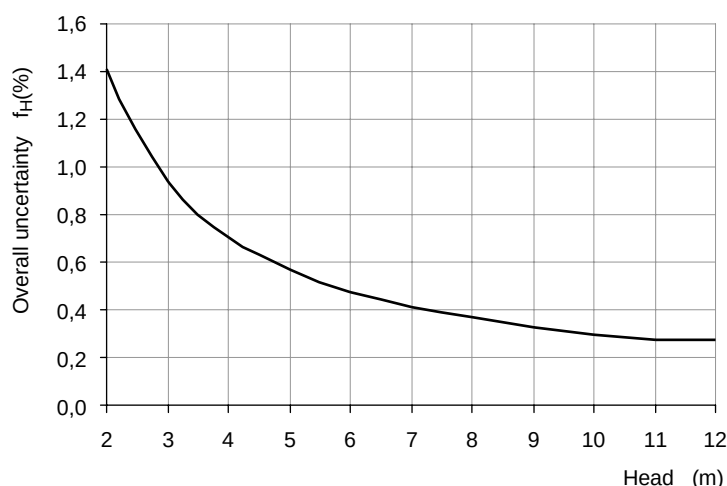


Figure 26 – Overall uncertainty of head for free water level for low head turbines

Example calculation of total uncertainty of head measurement for a 7 m gross head. A reading of 4,00 m on a pressure transducer located at datum 3,45 m gives a head water level = 7,45 m. A reading of 0,45 m on a tailrace gauge board gives the tail water level = 0,45 m directly.

Systematic uncertainties associated with head water level

Manufacturer's transducer uncertainty	$\pm 0,15 \%$
Error in pressure transducer reading	$4,00 \times 0,0015 = \pm 0,006 \text{ m}$
Error in setting of geodetic datum	$\pm 0,010 \text{ m}$

Systematic uncertainty associated with tail water level

Error in setting of geodetic datum	$\pm 0,010 \text{ m}$
------------------------------------	-----------------------

$$\text{Combined systematic uncertainty, } f_{Hg,sys} = \frac{\sqrt{0,006^2 + 0,010^2 + 0,010^2}}{4,00 + 3,45 - 0,45} \times 100 = \pm 0,22\%$$

Random uncertainty associated with measuring the levels

Error in measuring head water level	$\pm 0,010 \text{ m}$
Error in measuring tail water level	$\pm 0,020 \text{ m}$

$$\text{Combined random uncertainty, } f_{Hg,ra} = \frac{\sqrt{0,010^2 + 0,020^2}}{4,00 + 3,45 - 0,45} \times 100 = \pm 0,32 \%$$

$$\text{Overall uncertainty of gross head, } f_{Hg} = \sqrt{0,22^2 + 0,32^2} = \pm 0,39 \%$$

NOTE See Clause H.6 on formulae for combining uncertainties.

9.4.2.2 Measurement in a closed conduit

Pressure transducers are normally used for this measurement. The systematic uncertainty is taken from the data sheet and shall not be greater than 0,15 %. Additional uncertainties are the diameter of the pipeline, the flow profile, and the velocity of the flow. The velocity is the most important of these uncertainties. The combination of linear and square root errors as a function of velocity can be taken from Figure 27.

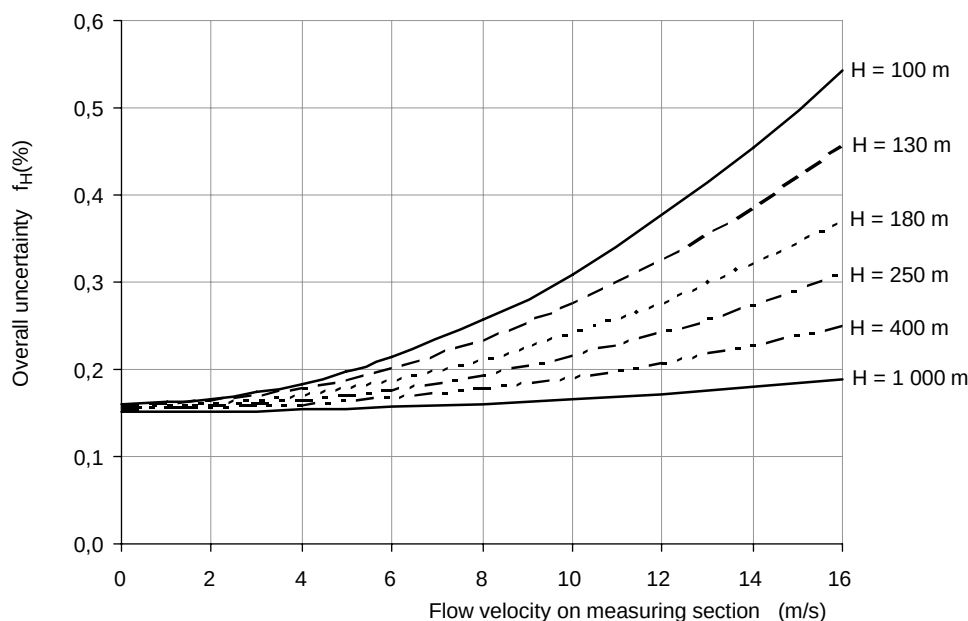


Figure 27 – Overall uncertainty of head in a closed conduit

9.4.3 Power output

9.4.3.1 Uncertainty of plant power output

NOTE See Clause H.6 on formulae for combining uncertainties.

The overall uncertainty in plant power output is estimated from the transformer or generator measurements as follows:

a) Measured directly on the transformer

The total plant power output is the sum of the transformer power output and the power supplied to the auxiliaries.

Systematic uncertainty of transformer power output

$$f_{P,out,sys} = \sqrt{f_{WH}^2 + f_{PT}^2 + f_{CT}^2}$$

Total uncertainty in plant power output

$$f(P) = \sqrt{f_{P,out,sys}^2 + f_{P,out,ra}^2}$$

b) Measured indirectly on the generator terminals

Systematic uncertainty of generator power output

$$f_{P,gen,sys} = \sqrt{f_{WH}^2 + f_{PT}^2 + f_{CT}^2}$$

Total uncertainty of generator power output

$$f_{P,gen} = \sqrt{f_{P,gen,sys}^2 + f_{P,gen,ra}^2}$$

Error in generator power output measurement

$$e_{P,gen} = P_{gen} \times f_{P,gen}$$

Error in transformer loss measurement

$$e_{L,tf} = P_{L,tf} \times f_{L,tf}$$

Error in auxiliary power loss measurement

$$e_{L,ax} = P_{L,ax} \times f_{L,ax}$$

Total uncertainty in plant power output

$$f(P) = \frac{\sqrt{e_{P,gen}^2 + e_{L,tf}^2 + e_{L,ax}^2}}{P_{gen} - P_{L,tf} - P_{L,ax}}$$

9.4.3.2 Uncertainty of generator power output

The overall uncertainty in generator power output is estimated from the generator or transformer measurements as follows:

a) Measured directly on the transformer terminals

Systematic uncertainty of transformer power output

$$f_{P,out,sys} = \sqrt{f_{WH}^2 + f_{PT}^2 + f_{CT}^2}$$

Total uncertainty of transformer power output

$$f_{P,out} = \sqrt{f_{P,out,sys}^2 + f_{P,out,ra}^2}$$

Error in transformer power output measurement

$$e_{P,out} = P_{out} \times f_{P,out}$$

Error in transformer loss measurement
Error in auxiliary power loss measurement

$$\begin{aligned} e_{L,tf} &= P_{L,tf} \times f_{L,tf} \\ e_{L,ax} &= P_{L,ax} \times f_{L,ax} \end{aligned}$$

Total uncertainty in generator power output

$$f(P) = \frac{\sqrt{e_{P,out}^2 + e_{L,tf}^2 + e_{L,ax}^2}}{P_{out} + P_{L,tf} + P_{L,ax}}$$

b) Measured directly on the generator terminals

Systematic uncertainty of generator power output

$$f_{P,gen,sys} = \sqrt{f_{WH}^2 + f_{PT}^2 + f_{CT}^2}$$

Total uncertainty of generator power output

$$f(P) = \sqrt{f_{P,gen,sys}^2 + f_{P,gen,ra}^2}$$

9.4.3.3 Uncertainty of turbine power output

The turbine power output is generally determined indirectly by measuring the generator power output and then adding the generator losses. The total uncertainty in turbine power output is estimated as follows:

a) Measured directly on the generator terminals

Systematic uncertainty of generator power output

$$f_{P,gen,sys} = \sqrt{f_{WH}^2 + f_{PT}^2 + f_{CT}^2}$$

Total uncertainty of generator power output

$$f_{P,gen} = \sqrt{f_{P,gen,sys}^2 + f_{P,gen,ra}^2}$$

Error in generator power output measurement

$$e_{P,gen} = P_{gen} \times f_{P,gen}$$

Error in generator loss measurement

$$e_{L,gen} = P_{L,gen} \times f_{L,gen}$$

The total uncertainty in turbine power output

$$f(P) = \frac{\sqrt{e_{P,gen}^2 + e_{L,gen}^2}}{P_{gen} + P_{L,gen}}$$

b) Calculation example of total uncertainty in turbine power output

Assume power output is measured at the generator terminals.

Systematic uncertainty of generator power output:

Energy counter (2 or 3 watt meter method)

$$f_{WH} = \pm 0,20 \%$$

Potential transformer (PT)

$$f_{PT} = \pm 0,30 \%$$

Current transformer (CT)

$$f_{CT} = \pm 0,30 \%$$

Systematic uncertainty

$$f_{P,gen,sys} = \pm \sqrt{0,20^2 + 0,30^2 + 0,30^2} = \pm 0,47 \%$$

Random uncertainty in power measurement

$$f_{P,gen,ra} = \pm 0,40 \%$$

Total uncertainty of generator power output

$$f_{P,gen} = \pm \sqrt{0,47^2 + 0,40^2} = \pm 0,62 \%$$

Measured power output of generator

$$P_{gen,M} = 3\,011 \text{ kW}$$

Error in generator power output measurement

$$e_{P,gen} = 3\,011 \times 0,0062 = 18,7 \text{ kW}$$

Measured loss in generator output (factory tests)

$$P_{L,gen} = 120 \text{ kW}$$

Uncertainty in generator loss measurement

$$f_{L,gen} = \pm 10 \%$$

Error in generator loss measurement

$$e_{L,gen} = 120 \times 0,01 = 12 \text{ kW}$$

Total uncertainty in turbine power output

$$f(P) = \pm \frac{\sqrt{18,7^2 + 12^2}}{3\,011 + 120} \times 100 = \pm 0,71 \%$$

9.4.4 Index test measurement

9.4.4.1 Uncertainties for shape control

Because the turbine discharge is evaluated as a relative value by moving the expected maximum turbine efficiency point, the assessment of the measured prototype to the guarantee can only be made by reference to the following values:

- Head f_H uncertainty of net head.
- Power $f_{P,t}$ uncertainty of shaft power on the turbine.
- Discharge $f_{Q,ix}$ the flow is transposed from the model test hill chart, and adjusted to the alignment of maximum expected optimum of turbine efficiency.
- Efficiency $f_{\eta,ix}$ the deviation between measured and guaranteed include the overall uncertainties $\Delta\eta$.

The uncertainty values shown in Table 8 can be taken at 50 % of maximum discharge.

Table 8 – Overall uncertainties of the shape of turbine characteristics with respect to the guaranteed efficiency

Type / Location	Type of turbine	Method / Equipment	Differential pressure Δp kPa	Q_50 $\Delta\eta$	Const. $\Delta\eta_{const}$
Semi spiral case	Kaplan turbine	Winter Kennedy method	3 to 8	–3,5 %	–0,7 %
Spiral case	Kaplan turbine	Winter Kennedy method	15 to 25	–3,0 %	–0,7 %
Bulb / Pit / Straflo	Kaplan turbine	Index method	15 to 30	–2,5 %	–0,7 %
Spiral case	Francis turbine	Winter Kennedy method	20 to 30	–2,5 %	–0,5 %
Distributor	Pelton turbine	Index method	>25	–2,0 %	–0,5 %
Conical pipe	All turbines	Index method	>20	–2,0 %	–0,5 %
NOTE An additional constant uncertainty band over the guarantee range is required, $\Delta f\eta = -0,5 \% \text{ to } -0,7 \%$.					

9.4.4.2 Uncertainties for pre- and post measurement (REHAB)

If the index measurement is used for pre- and post comparison of the upgrading turbine characteristics and/or performance of maximum power output, systematic and random uncertainties shall be taken into consideration.

- Head f_H the same benchmarks shall be used for pre- and post test.
- Power $f_{P,t}$ the same PTs and CTs shall be used for pre- and post generator power measurement.
- Discharge $f_{Q,ix}$ the coefficients k and x are fixed during the pre-tests. The same coefficients are used for post tests.
- Efficiency $f_{\eta,ix}$ the difference of $\Delta\eta$ of the upgraded turbine is to be compared.

9.4.4.3 Evaluation of the overall expected uncertainties for index discharge

a) Causes of systematic uncertainties

- Offset of the signal, which can be caused by instrumentation zero error (electrical and mechanical hysteresis), and air in the piping.
- Proportional differential pressure Δp signal errors caused by linear instrumentation errors.
- Proportional discharge errors caused by changing of local flow velocities in the measuring sections.
- Dynamic head versus flow velocity.

When using index tests for rehabilitation, it is most important to carefully maintain the same measurement conditions before and after any changes. The location, surface, orifice radius, and length of pipe connection of the pressure taps should be kept the same. Any difference leads to additional systematic uncertainties.

The systematic uncertainties increase with decreasing differential pressure. The most important properties for discharge measurements by index tests are the full scale differential pressure and the possible offset at zero flow. The systematic uncertainties shall be estimated before making the measurements.

b) Causes of random uncertainties:

- Pulsation of the differential pressure.
- Stability of the turbine opening.

In most cases the random uncertainties increase with decreasing differential pressure. The most important properties for discharge measurements made by index tests are the full scale differential pressure and the possible offset at zero flow.

c) The overall uncertainty

Figure 28 shows the overall uncertainty of index discharge varying with pressure differential. The overall uncertainty for Figure 28 includes both systematic and random uncertainties and is calculated according to the formula:

$$f_{Q,ix} = \sqrt{f_{Q,ix,sys}^2 + f_{Q,ix,ra}^2}$$

Table 9 shows the data used to create Figure 25. The uncertainty line $f_{Q,ix}$ corresponds to a single measurement of index discharge. A higher overall uncertainty is assumed to occur for comparison measurements used pre- and post- rehabilitation.

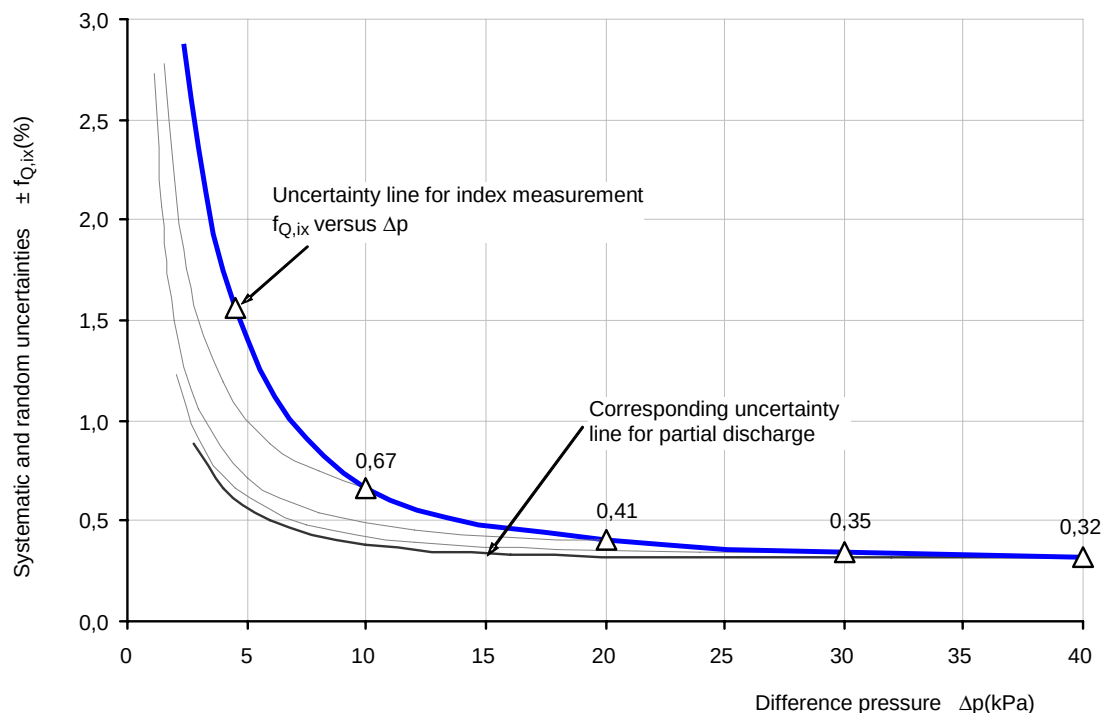


Figure 28 – Estimated overall uncertainties of the discharge by index measurement versus full scale differential pressure

Table 9 – Data used in Figure 28

Δp kPa	$f_{Q,ix,sy}$ %	$f_{Q,ix,ra}$ %	Q_100 single	Q_100 pre + post
			$f_{Q,ix}$ %	$f_{Q,ix}$ %
5,00	0,95	1,24	1,56	2,21
10,00	0,45	0,50	0,67	0,95
20,00	0,27	0,31	0,41	0,58
30,00	0,21	0,28	0,35	0,49
40,00	0,17	0,27	0,32	0,45

9.4.5 Efficiency test by absolute discharge measurement

The uncertainty of the turbine efficiency is calculated from the estimated individual component uncertainties of flow rate (f_Q), head (f_H), and power ($f_{P,t}$) using the formula:

$$f_{\eta,t} = \sqrt{f_{P,t}^2 + f_Q^2 + f_{H,net}^2}$$

9.4.6 Efficiency test by the thermodynamic method

This is a direct method for measuring the turbine efficiency. The estimated uncertainty of the efficiency is reverse head dependent (i.e. $f_{\eta,th} = \pm 1,0$ % at low head). For further information about calculating the uncertainty see Clauses A.2 and A.3 of IEC 60041:1991.

10 Other guarantees

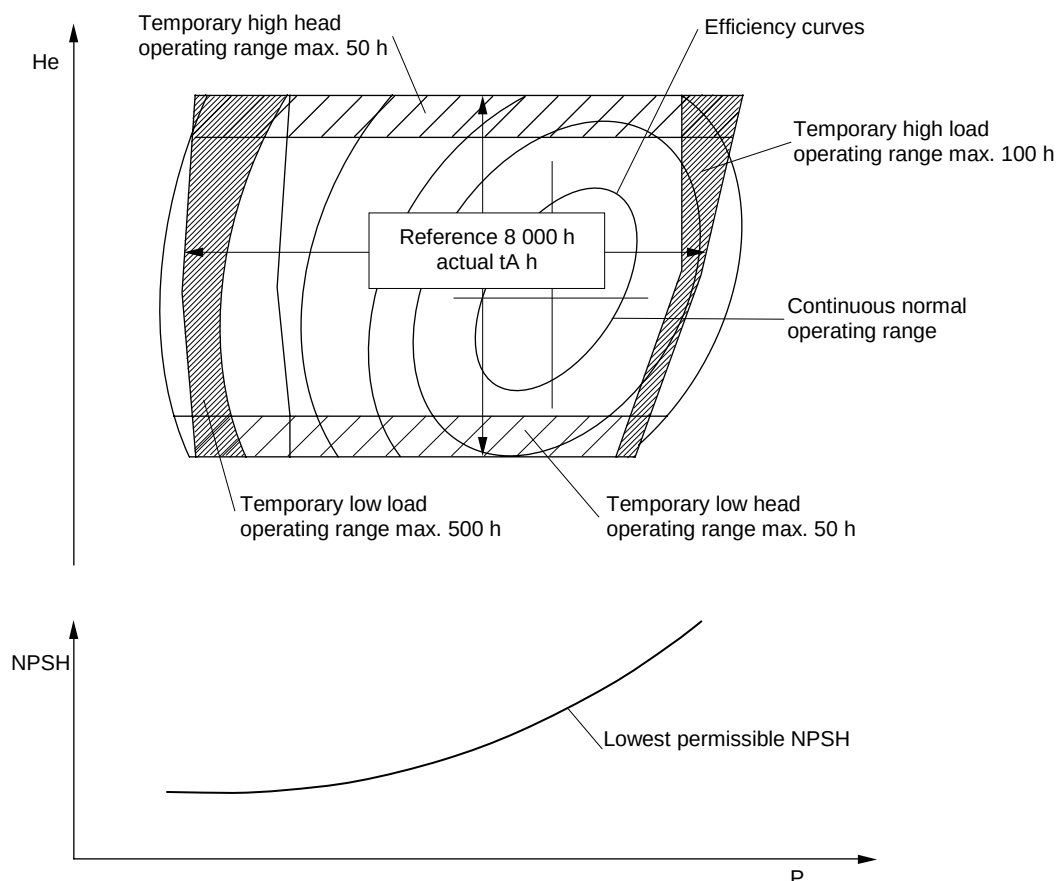
10.1 Cavitation

10.1.1 General

The range of head and NPSH for continuous and temporary operation shall be defined in the contract. An example for a typical reaction turbine is shown in Figure 29. The cavitation damage shall be evaluated at the end of the guarantee period, and the manufacturer has the right to inspect the unit after a reasonable operating period in order to undertake corrective measures if required. A record of the operating parameters (duration, power, head and tail water level) shall be kept during the guarantee period in order to ensure the correct operation of the unit. The cavitation guarantee normally covers damage to the material solely due to cavitation pitting in clean water. The guarantee does not generally cover damage due to the following:

- wear or corrosion caused by suspended materials in the water;
- corrosion caused by the chemical characteristics of the water;
- cavitation pitting caused by wear or corrosion damage.

If the materials have been specially selected, or coated to resist abrasion or chemical attack then the guarantee should cover that type of damage. For reference see IEC 60609.



NOTE When cavitation damages are evaluated, the allowable operating hours for temporary operation is scaled by $t_A/8\,000$ h, where t_A are the actual operating hours. Different NPSH curves can be used for each head range if the head varies more than $\pm 5\%$.

Figure 29 – Operation range and cavitation limits

10.1.2 Measurement methods

The purchaser and the manufacturer shall, at the end of the guarantee period, jointly outline all areas where the depth of cavitation pitting exceeds 0,5 mm. The following measurements shall be taken with an uncertainty not exceeding $\pm 10\%$.

- The area, a (cm²), of each pitted area. The areas may be delineated by a suitable paint and transferred to stable paper before making the calculation.
- The maximum depth, s (mm), of each pitted area. A depth gauge may be used together with a template of the original contour supported on undamaged areas.

Unless otherwise stated in the contract, the overall maximum depth S (mm) is the maximum of the individual maximum depths s .

The total volume V (cm³) is then calculated as $V = \sum \{0,5 \times (0,1 \times s) \times a\}$.

10.1.3 Comparison with specified guarantees

Unless otherwise stated in the contract, cavitation pitting on stainless steel rotating parts shall not exceed the following figures shown in Table 10.

Table 10 – Limits for cavitation damage

Turbine type	Pelton, Turgo-turbines, etc.	Francis, Kaplan turbines, etc.	Crossflow turbines
Depth (mm)	$S \leq 2 \times t_A / 8\,000 \times B^{0,5}$	$S \leq 4 \times t_A / 8\,000 \times D^{0,4}$	$S \leq 4 \times t_A / 8\,000 \times D^{0,4}$
Volume (cm ³)	$V \leq 60 \times t_A / 8\,000 \times B^2$	$V \leq 20 \times t_A / 8\,000 \times D^2$	$V \leq 20 \times t_A / 8\,000 \times D \times L$
D (m) is the runner (outlet) diameter for Francis and Kaplan turbines etc. as well as Crossflow turbines. B (m) is bucket width for Pelton and Turgo turbines, etc. L (m) is the length of the rotor for Crossflow turbines. t _A is the actual operating hours within the guarantee period.			

The cavitated volume on one single runner/impeller blade shall not exceed k/Z times the guaranteed volume for the entire runner/impeller, where Z is the number of runner vanes, not counting splitter vanes, or buckets, and k = 2,0.

For all non-rotating parts, the depth of cavitation pitting shall not exceed the values given for rotating parts. The cavitated volume on axial flow reaction turbines shall not exceed the values given for rotating parts. For all other types of reaction turbines and impulse turbines the cavitated volume shall not exceed 0,5 times the values given for rotating parts.

10.2 Noise

10.2.1 General

Noise from hydroelectric generating sets can be produced in several different ways:

- Generator noise comes mainly from the fan blades and the air-cooling system. Intense noise may also occur due to resonance phenomena in the stator core, housing etc.
- Turbine noise comes mainly from the energy conversion in the runner. The noise may be due to some inefficiency within the turbine, but this is not always the case. The exception happens in high head Francis turbines where hydraulic noise from the interaction between stay vanes, guide vanes and runner inlet can dominate. Noise can also occur within the draft tube cone due to a cavitating rope downstream of the runner. At times, this vortex rope can give rise to significant noise levels and pressure pulsations within the turbine.
- Gear transmission, if provided, as well as hydraulic oil pumps and other minor equipment are also frequent noise sources.

This noise is mainly generated inside the power station building. The noise can sometimes occur outside the power station building, for Pelton and Turgo turbines, because of the air flow down an open outlet channel. This noise also increases considerably during load rejection.

The manufacturer shall specify the expected noise emission from the hydroelectric unit. This information can be used to make an appropriate civil engineering design to keep the outside noise at an acceptable level in accordance with the location and local regulations.

10.2.2 Measurement methods

The noise shall be measured by a calibrated sound level meter with type A weighting filter in averaging mode. The calibration shall be done with an accuracy of ± 1 dBA, and shall be performed using standardised equipment according to IEC 60651 type 1 and according to relevant standards, such as ISO 1680, ISO 3746, ISO 4412.

The reference surface for measuring the noise from a hydroelectric unit is the smallest hypothetical surface (parallelepiped, cylinder etc.) that encloses the unit, or parts thereof as

agreed, and terminates on reflecting planes (floor, walls etc.). The measurements shall be performed at points corresponding to the nodes of a 1 m × 1 m grid located at 1 m distance from the reference surface.

The object is to measure the free field sound emission of the source, and any effect due to the environment, background noise and reflections from the room boundaries shall be subtracted from the measured value.

10.2.3 Comparison with specified guarantees

The sound pressure noise emission from the hydroelectric installation shall not exceed the level stated in the contract or that required by local legislation. For normal operation the noise emission would be expected to be below 93 dBA.

10.3 Vibration

10.3.1 General

Vibrations that occur in hydroelectric generating sets are generally of three different types, as follows:

- pressure fluctuations or vibrations in the water passages, often caused by hydraulic unbalance or resonance phenomena or problems with air admission in draft tubes;
- vibrations of the rotating shaft, often caused by mechanical or hydraulic unbalance;
- vibrations in non-rotating parts, such as bearing housings, are often resonance phenomena caused by vibrations in the rotating parts.

In order to minimise the risk for excessive vibrations and discussions about the responsibility, the following shall apply unless otherwise stated in the contract.

- The manufacturer shall specify the requirements regarding the foundations of the hydroelectric unit.
- The manufacturer is entitled to all relevant drawings and specifications of the waterways upstream and downstream of the hydroelectric unit, in order to ensure that no resonance or interaction phenomena will occur between the unit and other components during stable or transient conditions.
- All rotating parts shall conform to balance quality grade G 6.3 of ISO 1940-1:2003, at maximum service speed, including on-cam runaway speed at maximum design head.
- The assembled rotating shafts, flanges etc. shall have run out tolerances not exceeding the limits in ANSI/IEEE 810.
- Shafts and rotating components shall be positively located by the thrust bearing during all constant load conditions. Except for bearing surfaces, mechanical contact between stationary and rotating parts shall be avoided at any operating condition.

10.3.2 Measurements and measurement methods

Vibrations caused by pressure fluctuations in the water passages shall be measured during the acceptance tests by use of pressure recorders or data loggers used as a part of the normal acceptance tests.

Vibrations of the rotating and non-rotating parts are not normally measured as a part of the acceptance tests, unless stated in the contract or demanded by one of the parties. If measurements are required then they should be made as follows.

- On rotating shafts, vibrations are usually measured by a set of two non-contacting displacement transducers placed close to the bearings 90° apart, measuring relative and/or absolute displacement of the shaft.

- On non-rotating parts, vibrations are usually measured by a set of accelerometers placed on bearing housings, frames or other parts to be investigated. Measurements are conducted in all three main directions.

10.3.3 Comparison with specified guarantees

10.3.3.1 General

The vibration level shall not exceed the values given below for the normal continuous operating range as defined in Figure 29, unless otherwise stated in the contract. In the temporary operating range, including start up and shut down, the allowable values can be increased. Outside this range, including off-cam operation, load rejection and runaway conditions, vibrations shall not endanger the safety or the mechanical stability of the unit including foundations and waterways.

10.3.3.2 Pressure fluctuations

Pressure fluctuations are measured during constant load conditions in the spiral casing or penstock as RMS values. Pressure fluctuations in the spiral case and penstock are inherently higher in case of single regulated versus double regulated turbines. This is a particular problem for low head machines at part load (<50 % load).

In all cases, the values shall not exceed the limits given in the contract. As a guide, the RMS value is typically expected to be within the following limits:

- 0,5 % of the net head for the normal operating range;
- 1,5 % of net head for the temporary operating range;
- 5 % of net head for low head machines at part load (<50 % load).

Pressure fluctuations in the draft tube of reaction turbines may be higher than in the penstock. They are only of importance if the draft tube shall sustain structural damage or if there is evidence of power or vibration swings.

A measurement shall also be made of the peak-to-peak fluctuations so that subsequent fatigue analysis can be made, if necessary.

10.3.3.3 Vibration of rotating shafts

Units shall conform to ISO 7919-5 class B in the normal operating range. Radial shaft movement, measured from zero to peak, shall not exceed 60 % of the radial bearing clearance for any constant load condition.

10.3.3.4 Vibration of non-rotating parts

Units above 1 MW with oil or grease lubricated hydrodynamic bearings shall, in the normal steady state operating range, conform to ISO 10816-5 class B, considering the relevant machine group.

Units below 1 MW, or with water-lubricated bearings, can conform to class B for the normal operating range, considering the relevant machine group.

Units with roller bearings operating in the normal range shall conform to ISO 10816-3 class B.

Vibrations of minor non-rotating parts like hatch covers, etc., due to resonance phenomena shall not cause undue noise.

Annex A (normative)

Terms, definitions, symbols and units

A.1 Terms and definitions

A.1.1 General

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

The International System of Units (SI) has been used throughout this standard.

A.1.2 Subscripts

Term number	Term	Definition / Description	Symbol
A.1.2.1	Upstream water passage	The inlet section before the trash rack, which does not normally have a defined sectional area	0
A.1.2.2	High pressure reference section	The high pressure section of the turbine to which the performance guarantee refers, see Figure 1 It can be upstream of the unit valve if contractually specified, see Figure B.1	1
A.1.2.3	High pressure measuring section	Whenever possible the measurement sections should coincide with section 1, otherwise the measured values shall be adjusted to section 1	1', 1''
A.1.2.4	Low pressure reference section	The low pressure section of the turbine to which the guarantee refers, see Figure 1	2
A.1.2.5	Low pressure measuring section	Whenever possible measurement sections should coincide with section 2: otherwise the measured values shall be adjusted to section 2	2', 2''
A.1.2.6	Downstream water passage	The outlet section after the draft tube, which does not often have a defined sectional area	3
A.1.2.7	Specified symbol	Symbol denoting values of quantities such as rotational speed, discharge, etc. for which other quantities are guaranteed	sp
A.1.2.8	Measured symbol	Symbol denoting the values of quantities, measured during testing	M
A.1.2.9	Transposed (Rated) symbol	Symbol designating the values of quantities re-set to the guarantee conditions (rated)	R
A.1.2.10	Weighted symbol	Value calculated from several values with different weights	w
A.1.2.11	Index	Related to index test	ix

A.1.3 Geometric terms and definitions

Term number	Term	Definition / Description	Symbol	Unit
A.1.3.1	Area	Net cross sectional area normal to general flow direction	A	m ²
A.1.3.2	Guide vane opening	Average guide vane angle or opening measured from closed position	α a0 GV	° mm %
A.1.3.3	Needle opening	Average needle stroke measured from closed position	s NO	mm %
A.1.3.4	Runner blade opening	Average runner blade angle measured from a given position	β RB	° %
A.1.3.5	Level	Elevation of a point in the system above the reference datum (usually mean sea level)	z	m
A.1.3.6	Turbine reference level	Elevation of a point in a turbine taken as a reference	z _T	m

A.1.4 Main physical quantities

Term number	Term	Definition / Description	Symbol	Unit
A.1.4.1	Mass	Mass = ρV	m	kg
A.1.4.2	Acceleration (due to gravity)	Local value of g as a function of altitude and latitude of the place of testing	g	m/s ²
A.1.4.3	Temperature	Thermodynamic temperature Celsius temperature $\vartheta = \Theta - 273,15$	Θ ϑ	K °C
A.1.4.4	Density	Mass per unit volume	ρ	kg/m ³
A.1.4.5	Kinematic viscosity	Ratio of the dynamic viscosity to the density	ν	m ² /s
A.1.4.6	Mean velocity	Discharge divided by the area A	v	m/s
A.1.4.7	Rotational speed	Number of revolutions per unit time	n	1/min
A.1.4.8	Momentary over speed	The highest speed attained during a sudden specified load rejection from a specified governor setting	n _m	1/min
A.1.4.9	Maximum momentary overspeed	The momentary overspeed attained under the most unfavourable transient conditions (in some cases the maximum momentary overspeed can exceed the maximum steady state runaway speed)	n _{m,max}	1/min
A.1.4.10	Maximum steady state runaway speed	The speed at the maximum head, for that position of needles or guide vanes and/or runner/impeller blades which gives the highest value after all transient waves have been dissipated, and with the generator disconnected from load or network and not excited	n _{run}	1/min
A.1.4.11	Final speed	The steady state turbine speed after all transient waves have been dissipated	n _f	1/min
A.1.4.12	Absolute pressure	The static pressure of a fluid measured with reference to a perfect vacuum	p _{abs}	Pa
A.1.4.13	Ambient pressure	The absolute pressure of the ambient air	p _{amb}	Pa
A.1.4.14	Gauge pressure	The difference between the absolute static pressure of a fluid and the ambient pressure at the place and time of measurement: $p = p_{abs} - p_{amb}$	p	Pa

A.1.5 Head terms and definitions

Term number	Term	Definition / Description	Symbol	Unit
A.1.5.1	Specific hydraulic energy of water	Energy of water per unit mass in a measurement / reference section between two sections	E_e	J/kg
A.1.5.2	Total head	$h_{\text{tot}} = e/g$	h_{tot}	m
A.1.5.3	Kinetic head	$h_{\text{dyn}} = v^2/(2g)$	h_{dyn}	m
A.1.5.4	Static head	In a measurement / reference section: $h_{\text{stat}} = h_{\text{tot}} - h_{\text{dyn}}$ between reference sections: $H_{\text{stat}} = h_{\text{stat},1} - h_{\text{stat},2}$	h_{stat} H_{stat}	m
A.1.5.5	Gross head	Head between the head water and tailwater level $H_g = \text{HWL} - \text{TWL}$, $H_g = (e_0 - e_3)/g$	H_g	m
A.1.5.6	Net head	$H = (e_1 - e_2)/g$	H	m
A.1.5.7	Rated head	Net head at the design conditions	H_R	m
A.1.5.8	Difference head	Measured head referred to the water surface	h'	m
A.1.5.9	Water passage losses	Water passage losses in head, upstream of the turbine	h_{Li}	m
A.1.5.10	Net positive suction specific energy	Absolute specific energy at section 2, minus the specific energy at vapour pressure, referred to the reference level of the machine; for the formula see IEC 60193	NPSE	J/kg
A.1.5.11	Net positive suction head	$\text{NPSH} = \text{NPSE}/g$	NPSH	m

A.1.6 Discharge terms and definitions

Term number	Term	Definition / Description	Symbol	Unit
A.1.6.1	Discharge (volumetric flow rate)	Volume of water per unit time flowing in any section of the system	Q	m^3/s
A.1.6.2	Rated discharge	Discharge at the design conditions	Q_{sp}	m^3/s
A.1.6.3	Index discharge	Discharge during an index test $Q_{\text{ix}} = k \cdot \Delta p^x$ $k \rightarrow$ proportionality factor $x \rightarrow$ exponent	Q_{ix}	m^3/s

A.1.7 Power terms and definitions

Term number	Term	Definition / Description	Symbol	Unit
A.1.7.1	Hydraulic power	Hydraulic power available in water to produce energy P_h $= gH(\rho Q)$	P_h	W
A.1.7.2	Mechanical power output	Mechanical power on the turbine shaft	P_t	W
A.1.7.3	Rated power	Mechanical power at the design conditions	P_R	W
A.1.7.4	Generator power output	Electrical power output of the generator (measured directly)	P_{gen}	W
A.1.7.5	Plant power output	Electrical power output of the hydroelectric installation (measured indirectly via P_{gen} or directly via P_{out})	P_{out}	W
A.1.7.6	Losses of - transmission	Mechanical losses in the transmission (gear/belt)	$P_{L,tr}$	W
A.1.7.7	- auxiliary devices	Losses of power in sub-system (losses in auxiliaries and part of the losses of the thrust bearing due to axial hydraulic forces)	$P_{L,ax}$	W
A.1.7.8	- generator	Internal losses of the generator including bearing losses	$P_{L,gen}$	W
A.1.7.9	- transformer	Electrical losses of the transformer	$P_{L,tf}$	W
A.1.7.10	- exciter	Losses for the excitation in case of external electrical connection or mechanical drive	$P_{L,ex}$	W

A.1.8 Efficiency terms and definitions

Term number	Term	Definition / Description	Symbol	Unit
A.1.8.1	Turbine efficiency	Index $\eta_{t,ix} = P_t / (H \cdot g \cdot \rho \cdot Q_{ix})$ Absolute $\eta_t = P_t / (H \cdot g \cdot \rho \cdot Q)$	$\eta_{t,ix}$ η_t	-
A.1.8.2	Generator efficiency	$\eta_{gen} = P_{gen} / (P_{gen} + P_{L,gen})$	η_{gen}	-
A.1.8.3	Plant efficiency	Index $\eta_{plant,ix} = P_{out} / (H_g \cdot g \cdot \rho \cdot Q_{ix})$ Absolute $\eta_{plant} = P_{out} / (H_g \cdot g \cdot \rho \cdot Q)$	$\eta_{plant,ix}$ η_{plant}	-
A.1.8.4	Transformer efficiency		η_{tf}	-
A.1.8.5	Transmission (gear) efficiency	$\eta_{tr} = (P_{gen} + P_{L,gen}) / P_t$	η_{tr}	-

A.1.9 Uncertainty terms and definitions

Term number	Term	Definition / Description	Symbol
A.1.9.1	Absolute error (uncertainty) in the value x of a measured quantity		e _x
A.1.9.2	Value of measured quantity		x
A.1.9.3	Relative error (uncertainty)		f _x = e _x / x
A.1.9.4	Systematic uncertainty		f _{x,sy}
A.1.9.5	Random uncertainty		f _{x,ra}
A.1.9.6	Overall uncertainties in power output including systematic and random errors of power and head	Turbine power output (shaft power)	f _{P,t}
A.1.9.7		Generator power output (to terminal block)	f _{P,gen}
A.1.9.8		Hydroelectric unit power output (to service line)	f _{P,out}
A.1.9.9		The relative uncertainty in calculated power	f _(P)
A.1.9.10	Overall uncertainties in the value of efficiency including systematic and random errors	Turbine efficiency, absolute	f _{η,t}
A.1.9.11		Turbine efficiency, thermodynamic method	f _{η,th}
A.1.9.12		Turbine efficiency, index test	f _{η,t,ix}
A.1.9.13		Plant efficiency, index test	f _{η,out}
A.1.9.14	Uncertainties in the value of head	Pressure measurement	f _p
A.1.9.15		Net head	f _H
A.1.9.16	Uncertainties in the value of discharge	Absolute discharge	f _Q
A.1.9.17		Index discharge	f _{Q,ix}
A.1.9.18	Uncertainties due to directly driven or connected components	Generator losses	f _{L,gen}
A.1.9.19		Mechanical transmission losses	f _{L,tr}
A.1.9.20		Transformer losses	f _{L,tf}
A.1.9.21	Systematic uncertainties due to instrumentation for power measurement	Energy counter (watt hour meter)	f _{WH}
A.1.9.22		Potential transformer	f _{PT}
A.1.9.23		Current transformer	f _{CT}
A.1.9.24		Timer	f _T

A.1.10 Other terms and definitions

Term number	Definition / Description	Symbol
A.1.10.1	Guide vane opening (wicket gate opening)	GV
A.1.10.2	Runner blade opening	RB
A.1.10.3	Needle opening	NO
A.1.10.4	Potential (voltage) transformer	PT
A.1.10.5	Current transformer	CT
A.1.10.6	Power factor	$\cos \phi$
A.1.10.7	Head water level	HWL
A.1.10.8	Tail water level	TWL

A.2 Definition of specific hydraulic energy

According to Bernoulli’s equation, the conservation of hydraulic energy along a stream tube can be written in three forms as follows:

1	E	= Energy per mass	$= v^2/2 + p/\rho + gz$	Dimension: $Nm/kg = m^2/s^2 = J/kg$
2	H	= Energy per weight	$= v^2/(2g) + p/(\rho g) + z$	Dimension: $Nm/N = m$
3	p_{tot}	= Energy per volume	$= \rho v^2/2 + p + \rho gz$	Dimension: $Nm/m^3 = N/m^2$

All three forms are equivalent and can be used without any loss in accuracy for any type of calculation. For all three forms it is correct to use the term “specific hydraulic energy”.

The first equation corresponds to the definition in IEC 60041. In this form the term E is used for the total ‘Specific Hydraulic Energy’. According to IEC 60041 the single terms are specified as:

- $v^2/2$ specific kinetic energy,
- p/ρ specific pressure energy,
- gz specific potential energy.

The second equation is proposed for small hydroelectric installations in order to simplify the procedure as well as to avoid mistakes. Then the single terms of the “specific hydraulic energy” are:

- $v^2/(2g)$ kinetic energy head (velocity head),
- $p/(\rho g)$ pressure head,
- z geodetic head (height).

The calculation of the total “specific hydraulic energy” E according to IEC 60041 is then $E = gH$.

A.3 Definition of transient pressure variation

The maximum or minimum pressure is the momentary pressure under the most unfavourable transient condition usually under a condition of maximum head and/or discharge. The maximum pressure p_{+m} is illustrated in Figure A.1. The minimum pressure p_{-m} is illustrated in Figure A.2.

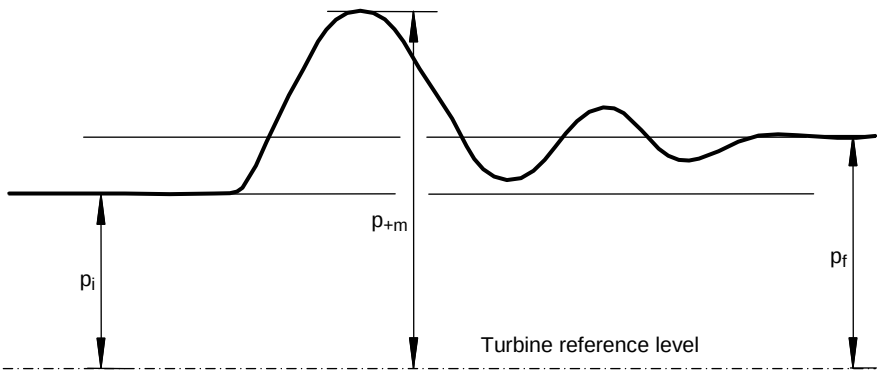


Figure A.1 – Transient pressure fluctuation at the turbine high pressure reference section, when a specified load is suddenly rejected

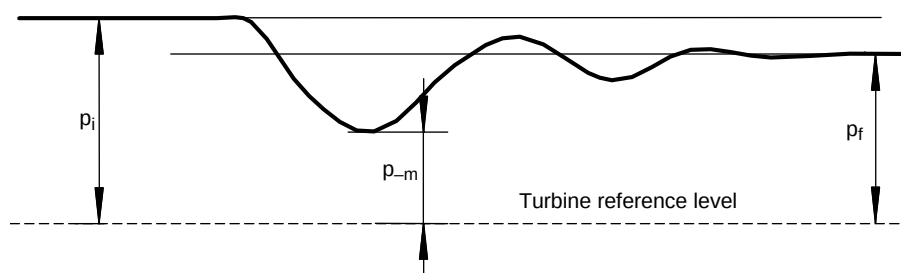


Figure A.2 – Transient pressure fluctuation at the turbine high pressure reference section, when a specified load is suddenly accepted

NOTE The curves do not show pressure fluctuations caused by higher frequencies, mainly induced by runner rotation and other dynamic phenomena. See 5.9 and Figure 11 and Figure 12 for an example of how to treat this pressure fluctuation influenced (modulated) by pulsations of higher frequency.

A.4 Physical data

A.4.1 Acceleration due to gravity as a function of latitude and altitude

The international standard value of g is $9,806 \text{ m/s}^2$.

The acceleration due to gravity may be calculated by the following formula:

$$g = 9,780 \text{ 3} (1 + 0,005 \text{ 3} \sin^2\varphi) - 3 \times 10^{-6} z$$

where

φ is latitude in degrees,

z is altitude in metres.

A.4.2 Density of pure water

For the calculation of these values, the formula according to Herbst and Rögener is used (see IEC 60041). Values are tabulated in Table A.1, and intermediate values may be derived by linear interpolation. For numerical calculations, simple formulae with sufficient accuracy can be used, such as the Weber formulae.

Table A.1 – Density of water

Temperature °C	Absolute pressure 10^5 Pa					
	1	10	20	50	100	150
0	999,8	1 000,3	1 000,8	1 002,3	1 004,8	1 007,3
5	999,9	1 000,4	1 000,9	1 002,4	1 004,8	1 007,2
10	999,7	1 000,1	1 000,6	1 002,0	1 004,4	1 006,7
15	999,1	999,5	1 000,0	1 001,4	1 003,7	1 005,9
20	998,2	998,6	999,1	1 000,4	1 002,7	1 004,9
25	997,0	997,4	997,9	999,2	1 001,5	1 003,7
30	995,7	996,1	996,5	997,8	1 000,0	1 002,2
35	994,0	994,4	994,9	996,2	998,4	1 000,5
40	992,2	992,6	993,1	994,4	996,5	998,7

A.4.3 Density of air

The density of air ρ_a (kg/m³) is calculated using the following formula:

$$\rho_a = \frac{p_{abs}}{\Theta} \times 3,483\,7 \times 10^{-3}$$

where

p_{abs} is in Pascal,

Θ is in Kelvin.

Annex B (normative)

Head definition

B.1 General

In this standard the terms net head H , gross head H_g , total head H_{tot} and static head H_{stat} are mainly used for energy and pressure.

If necessary, the specific energy e can be calculated by $e = gH$.

The net head H of the turbine is defined as:

$$H_{net} = \frac{(p_{abs1} - p_{abs2})}{\rho g} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2g} + (z_1 - z_2)$$

The influence of the change in ambient pressure p_{amb} between sections 1 and 2 is very small and for small turbines can be neglected. For the same reason the average of g or ρ is also usually neglected. The reference for altitude is taken as the setting elevation of the turbine z_T . The formula for net head can therefore be simplified as follows using $p = p_{abs} - p_{amb}$.

$$H_{net} = \frac{(p_1 - p_2)}{\rho g} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2g} + (z_1 - z_2)$$

B.2 Selection of a pressure measurement section

B.2.1 General

The net head of the machine is a main characteristic and it shall be measured in any test of a hydraulic machine. In order to calculate the net head of turbine, it is necessary to determine either the head in each of the reference sections or their difference.

Measurement sections should be chosen, and agreed by all parties, to have smooth uniform flow patterns. Avoid sections where the velocity pattern is distorted by an elbow, valve or other flow disturbances outside of the hydraulic machine. The plane of the section shall be normal to the mean direction of flow. The area of the section is used to calculate the mean velocity, and shall be easy to measure.

Whenever possible, the measurement sections 1', 2' should coincide with the reference sections 1, 2. If this is not possible, the method for correcting the data to the reference section shall be agreed. Evaluation of this head difference may be based on theoretical knowledge and practical experience.

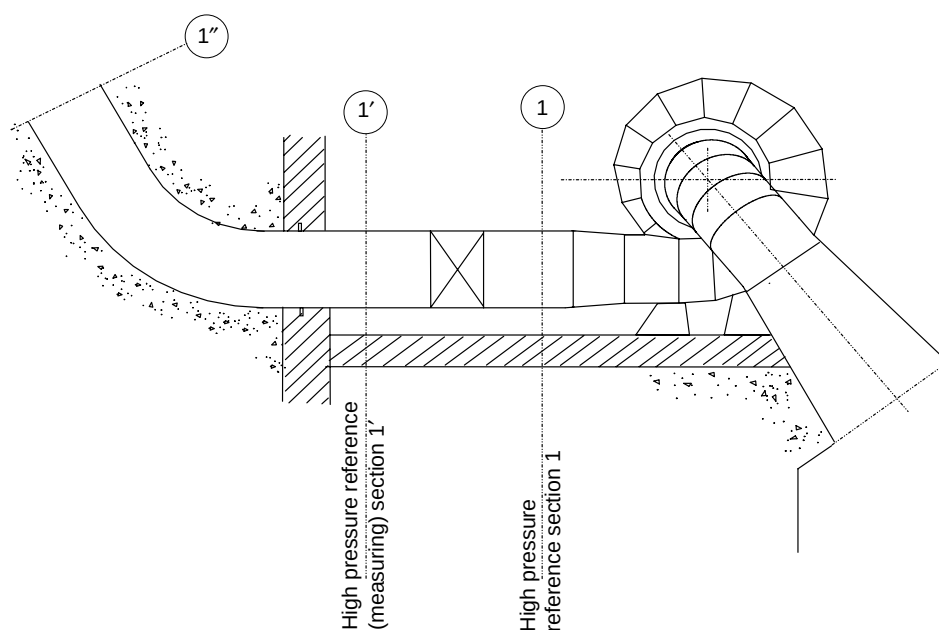


Figure B.1 – High pressure reference and measuring sections

B.2.2 Upstream reference section

Ideally this shall be located in a straight conduit section at a distance of two diameters upstream from the inlet of the turbine (spiral case or nozzles). The conduit may be slightly divergent or convergent. If all parties agree, the reference section for guarantee can be shifted from the turbine inlet section 1 to 1' by allowing for the losses of the closing device.

B.2.3 Downstream reference section

B.2.3.1 Impulse turbines

The downstream reference level shall be the average of the elevations of theoretical points of contact between the jets and the runner. The pressure inside the turbine case is assumed to be equal to atmospheric pressure. Corrections shall be applied in the case of a depressurized or pressurized turbine.

B.2.3.2 Reaction turbines

An example of a measurement section in a tailrace is shown in Figure B.2. Another example that considers the velocity head in the tailrace pit is shown in Figure B.5. An alternative is to make the measurement section in the draft tube, as shown in Figure B.3, if it is possible to find suitable measurement conditions. In both cases, the velocity head shall be calculated using the mean velocity in the draft outlet section. If all parties agree, the reference section for guarantee can be shifted from the draft tube outlet section to the tailrace level just outside the draft tube, by including the draft tube outlet losses in the turbine losses.

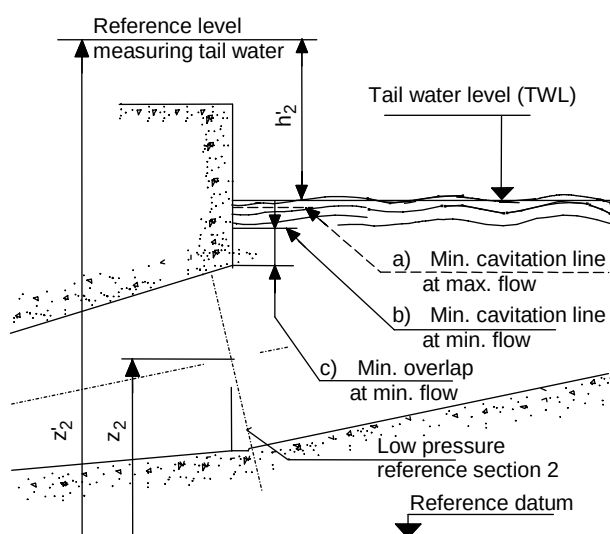


Figure B.2 – Measuring section at tail water

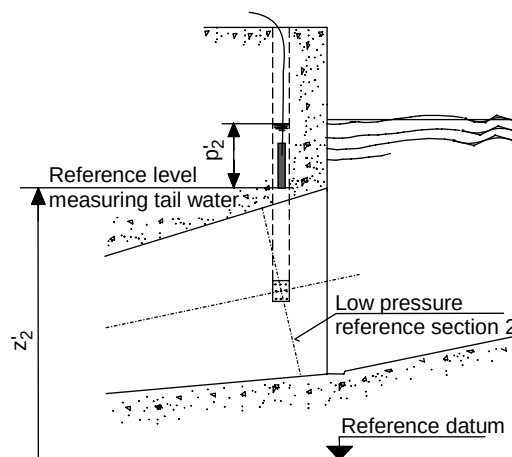


Figure B.3 – Measuring section at draft tube

B.3 Definition of measuring sections

B.3.1 General

The recommended method for calculating H is to plot separate curves for $h_{1,tot}$ and $h_{2,tot}$ versus discharge (or turbine opening) as shown in Figure B.4. The control of outliers and estimates of error should be carried out separately for $h_{1,tot}$ and $h_{2,tot}$. This allows any HWL and TWL restrictions to be checked.

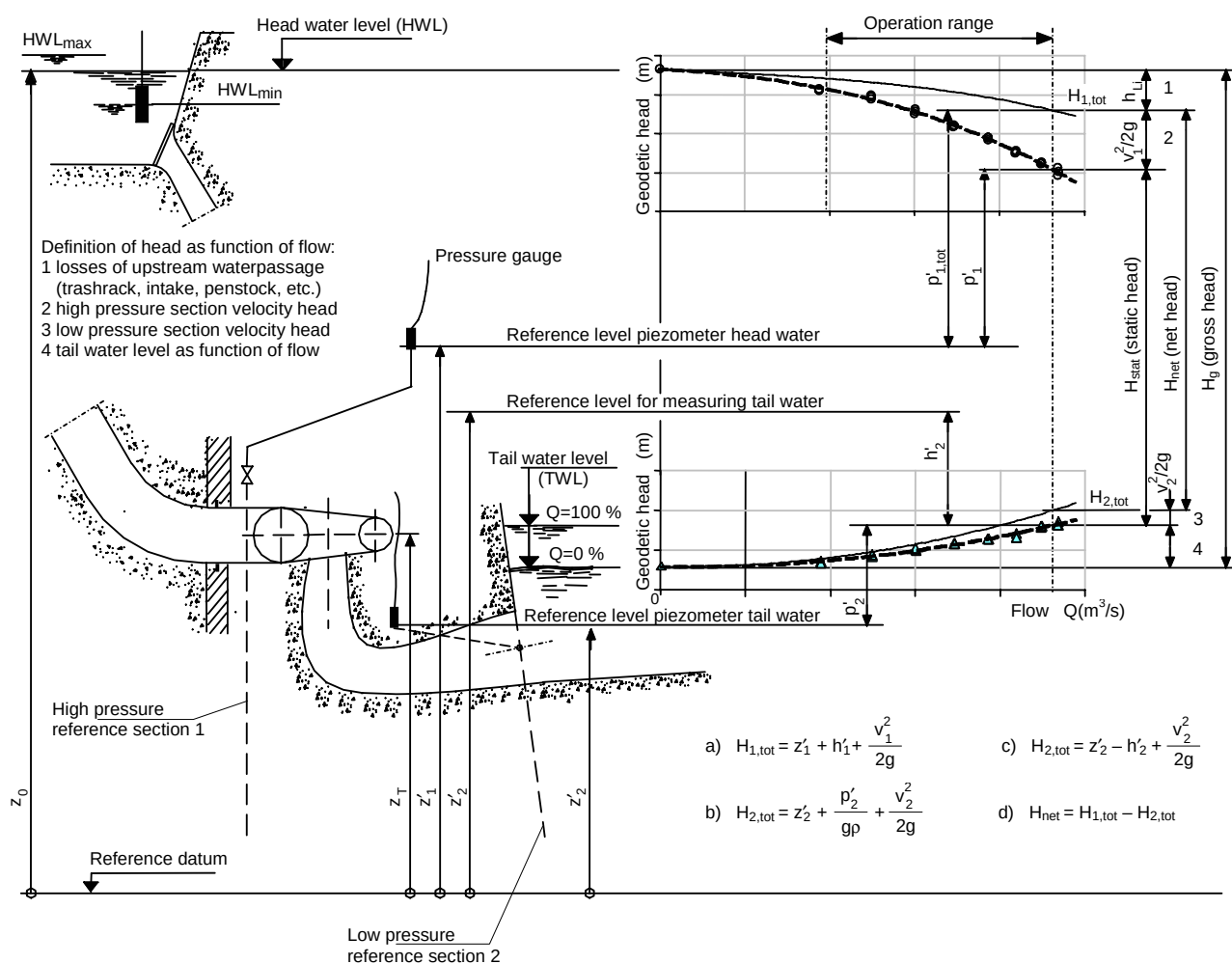


Figure B.4 – Definition of measuring sections

B.3.2 Definition of head for Kaplan turbines

The head for Kaplan turbines is defined in Figures B.5 and B.6.

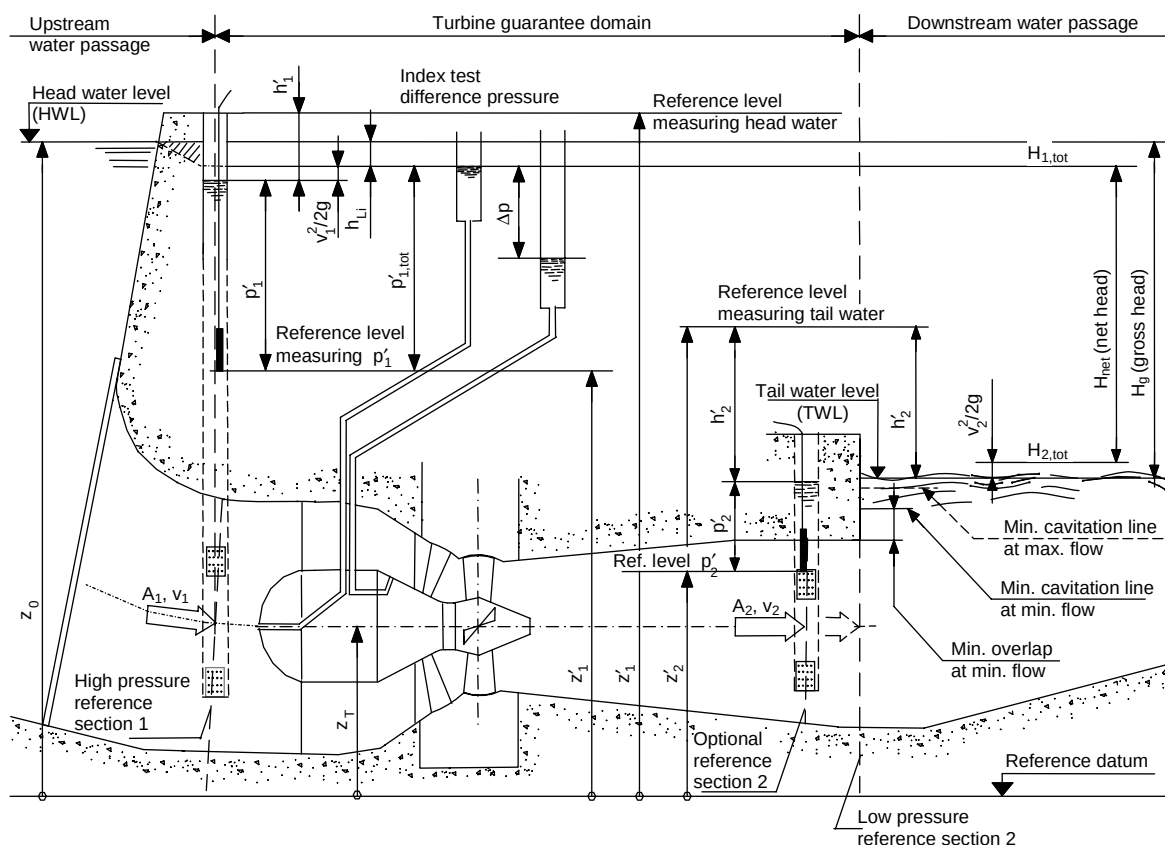


Figure B.5 – Kaplan turbine with horizontal shaft

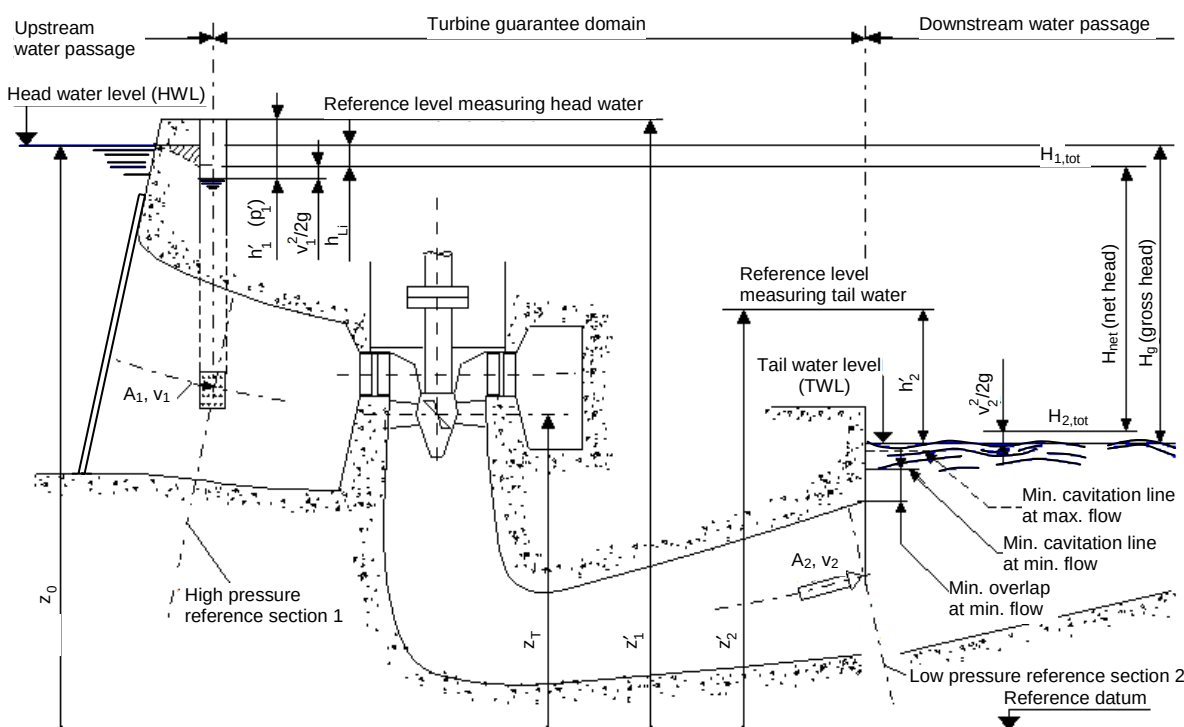


Figure B.6 – Kaplan turbine with vertical shaft

B.3.3 Definition of head for Francis turbines

The head for Francis turbines is defined in Figures B.7, B.8, B.9, and B.10.

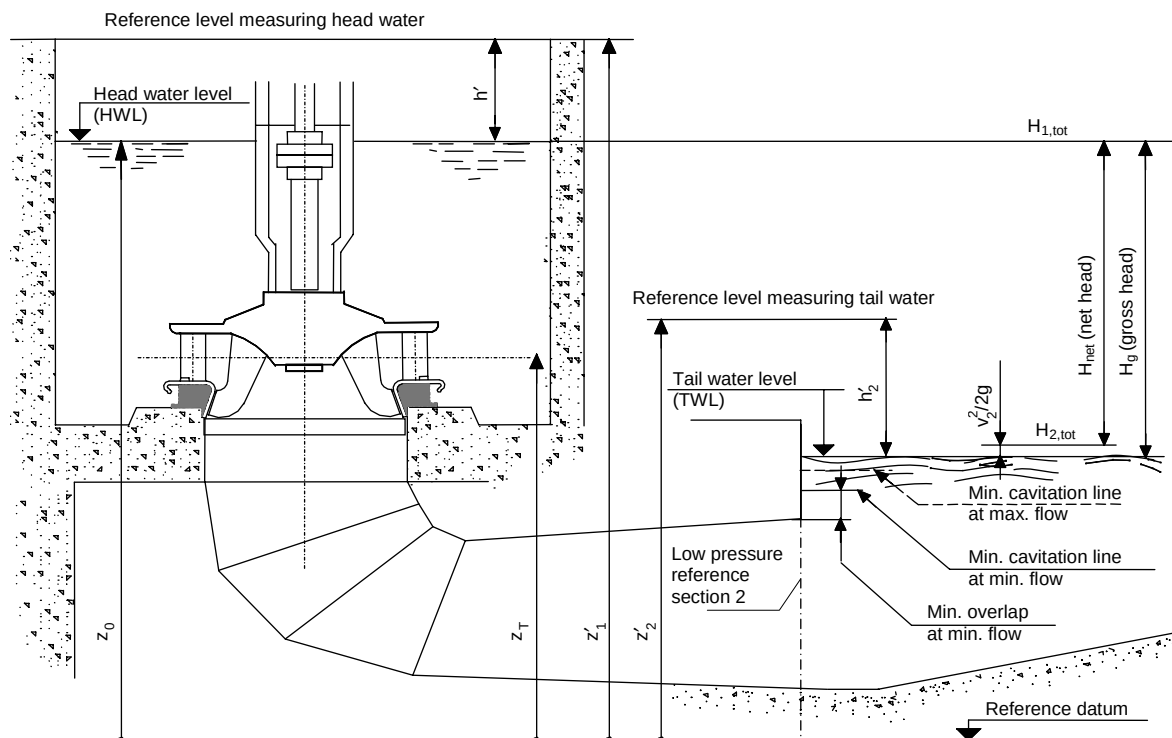


Figure B.7 – Francis open flume turbine with vertical shaft

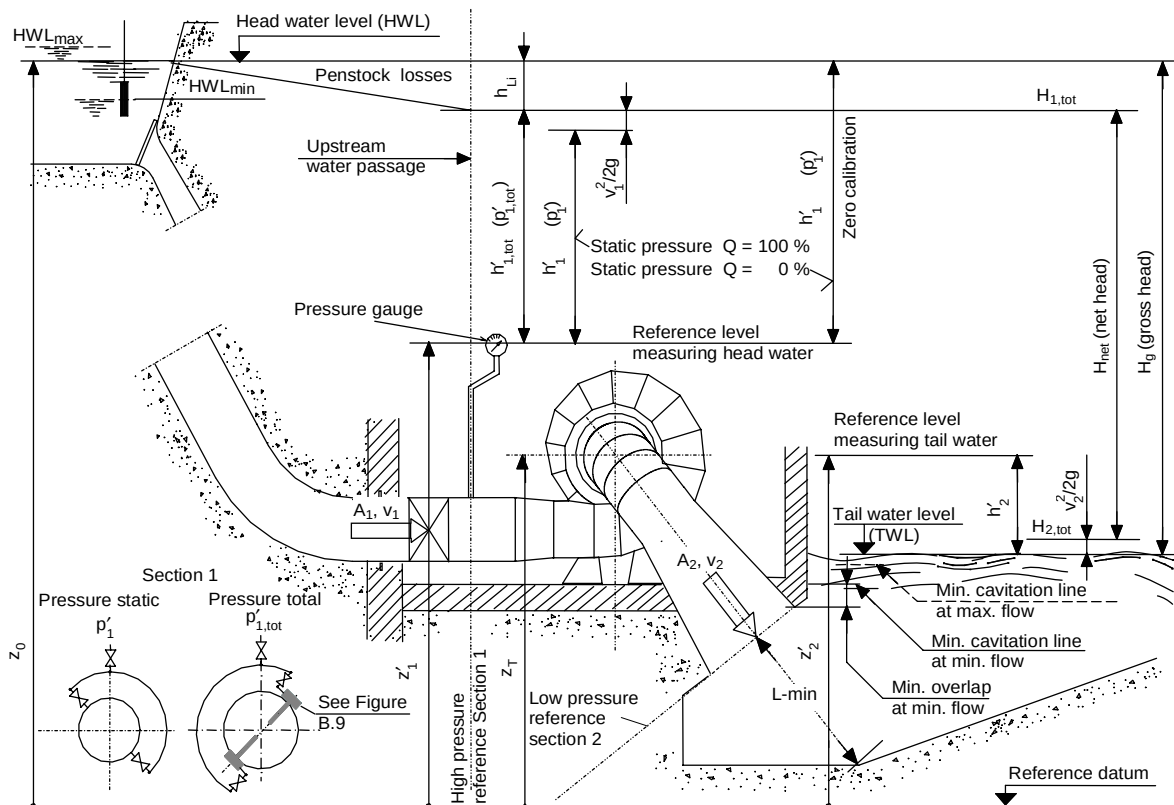


Figure B.8 – Francis turbine with horizontal shaft

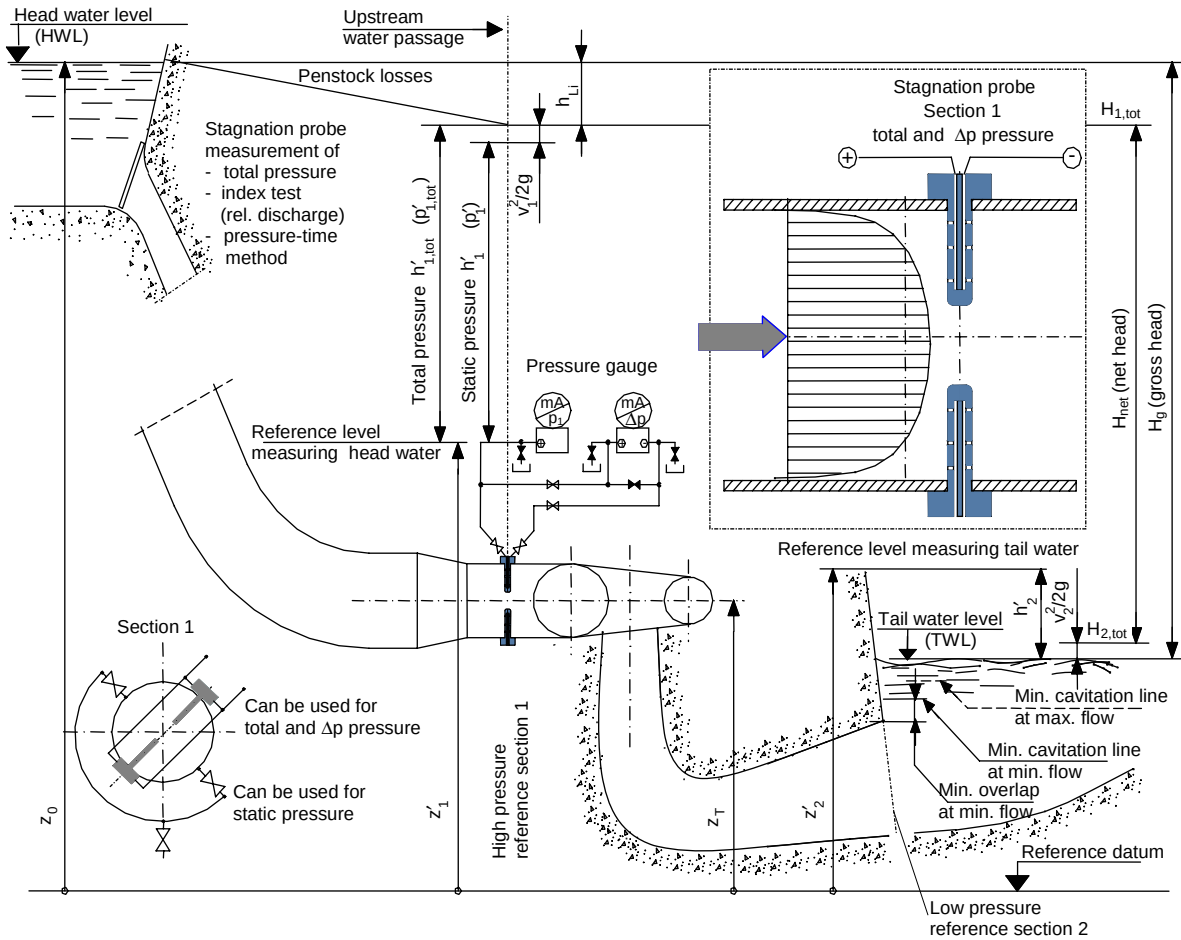


Figure B.9 – Francis turbine with vertical shaft, with stagnation probe

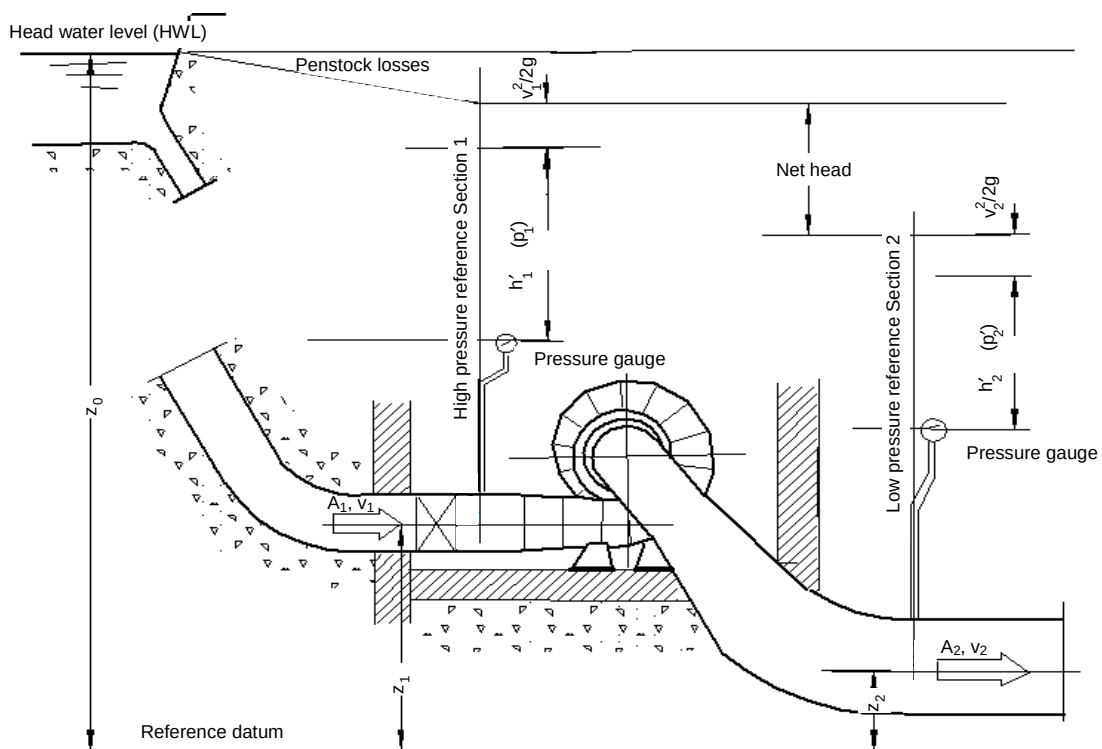


Figure B.10 – Francis turbine with horizontal shaft with pressure on suction side

B.3.4 Definition of head for Pelton turbines

The head for Pelton turbines is defined in Figures B.11 and B.12.

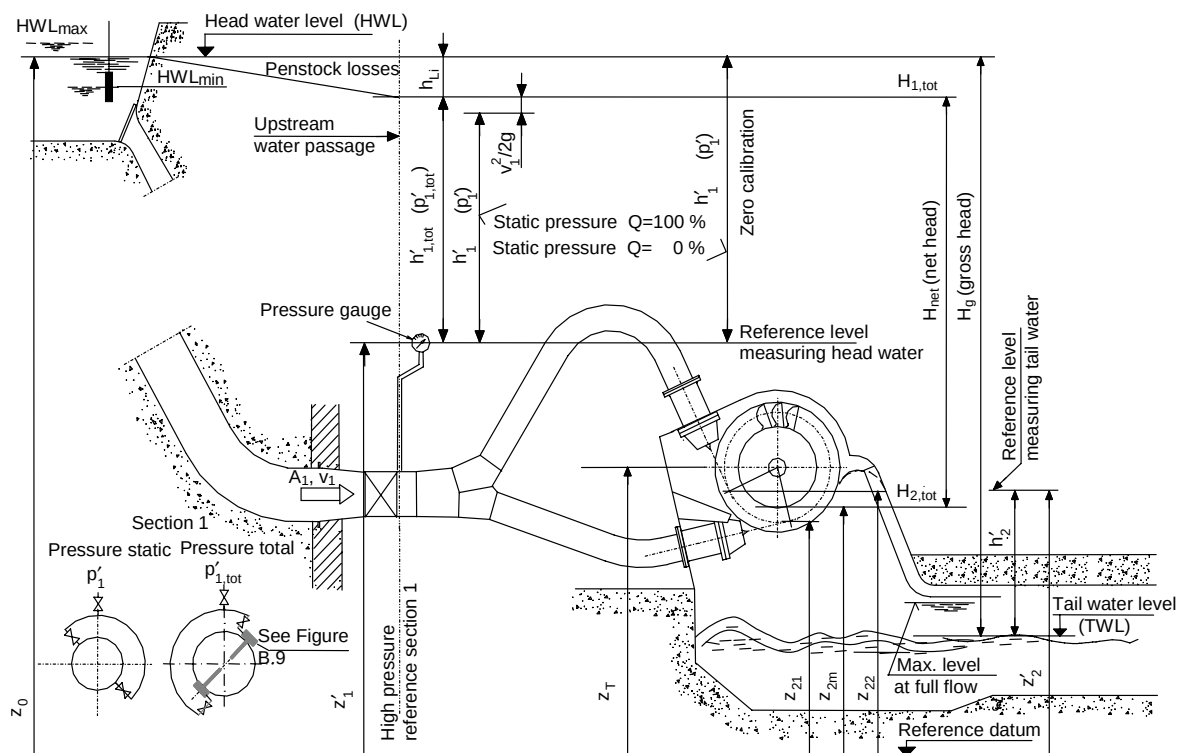


Figure B.11 – Pelton turbine with horizontal shaft

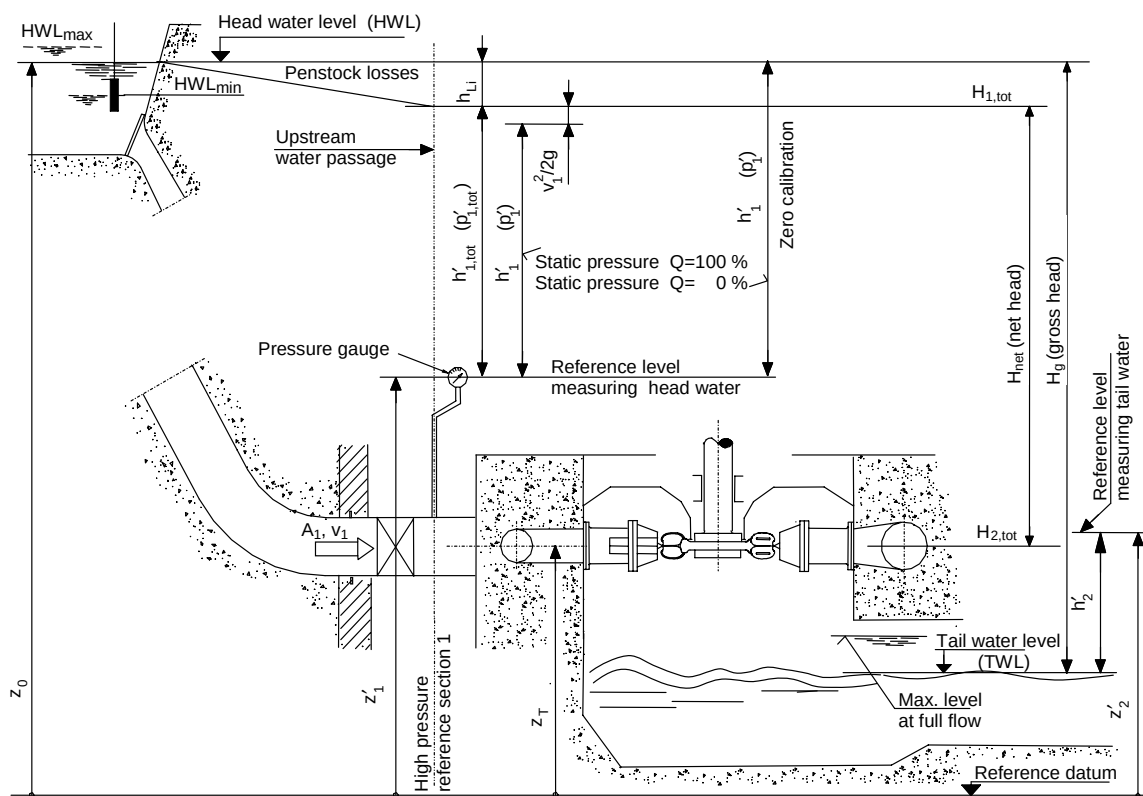


Figure B.12 – Pelton turbine with vertical shaft

B.3.5 Definition of head for Turgo turbines

The head for turgo turbines is defined in Figures B.13 and B.14.

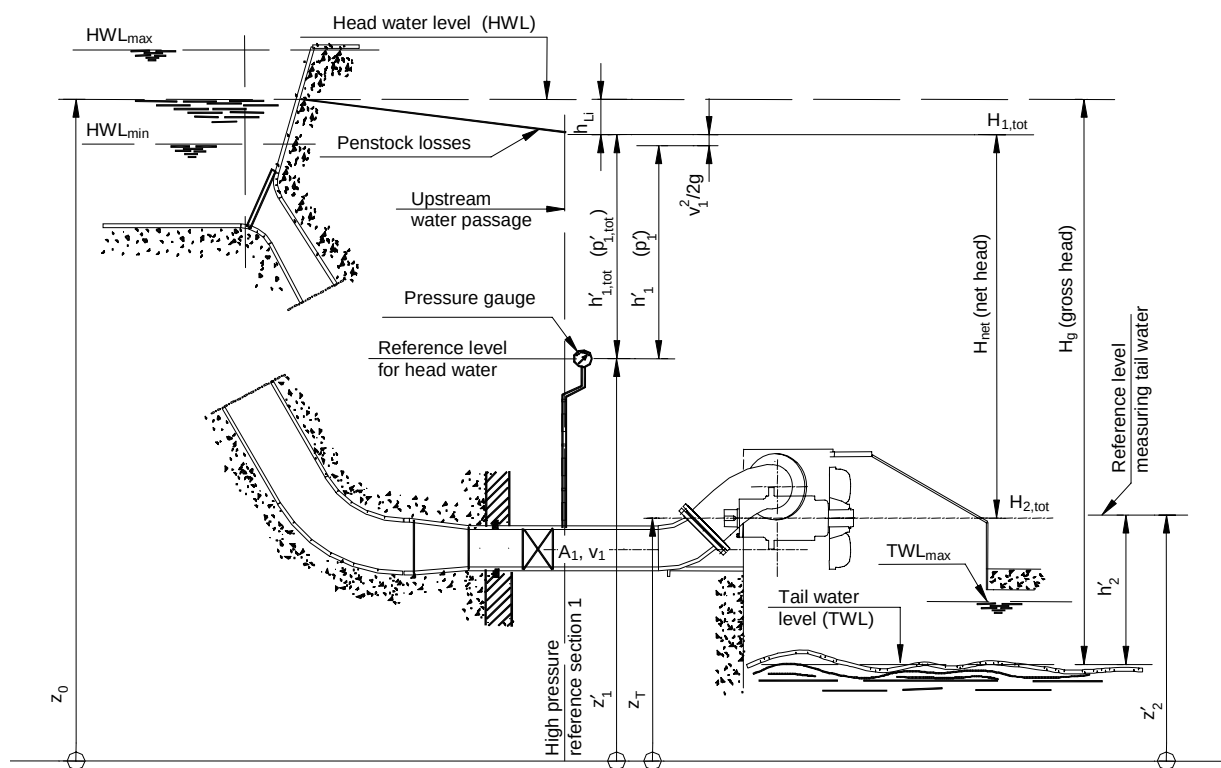


Figure B.13 – Turgo turbine with horizontal shaft

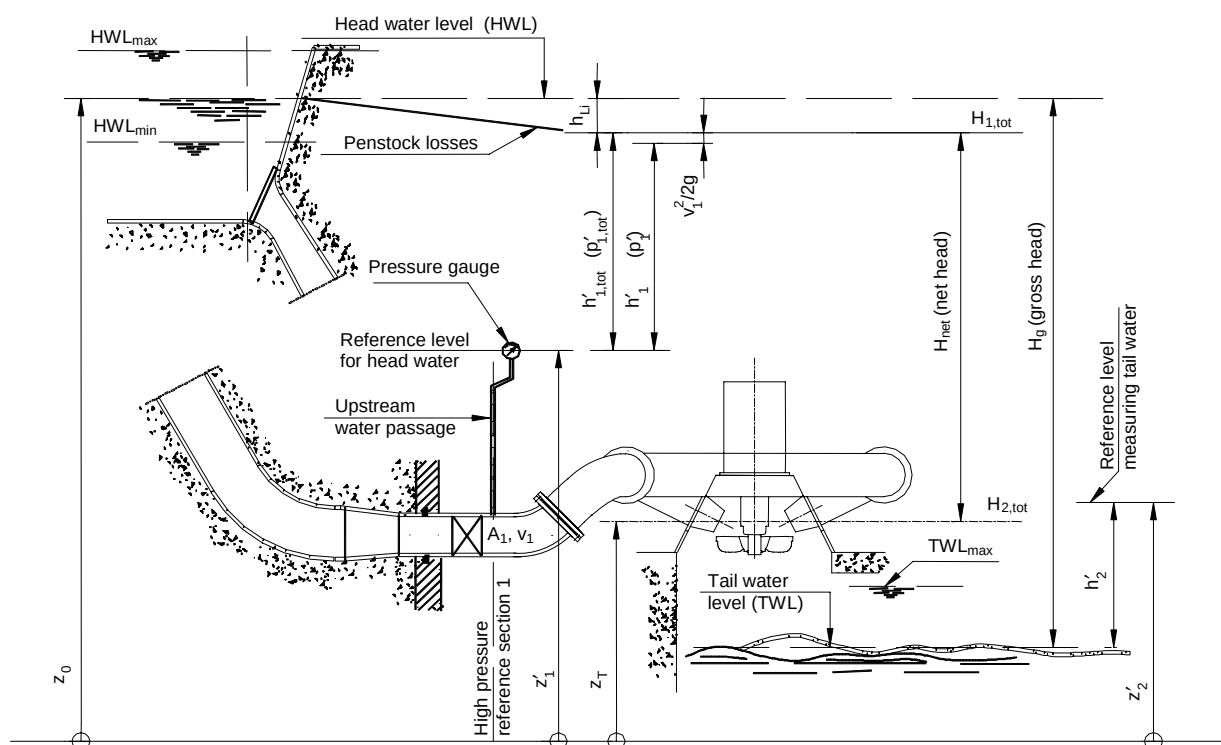


Figure B.14 – Turgo turbine with vertical shaft

B.3.6 Definition of head for crossflow turbines

The head for crossflow turbines is defined in Figures B.15 and B.16

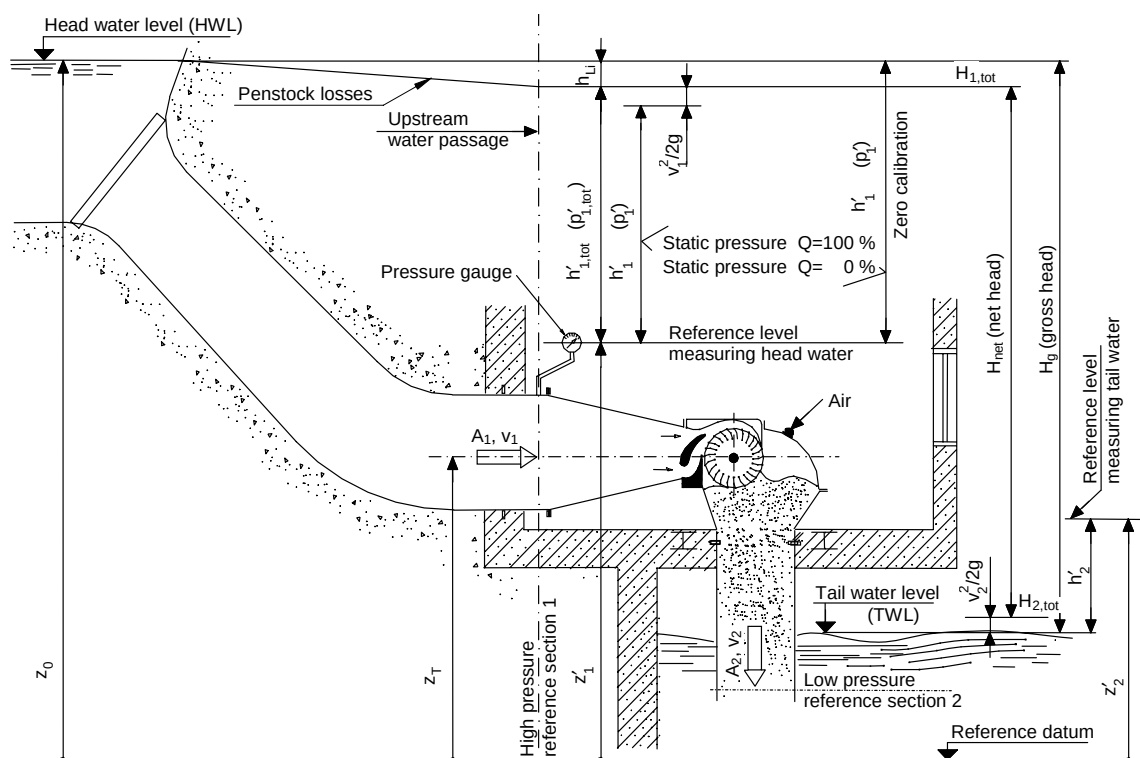


Figure B.15 – Crossflow turbine with horizontal shaft, with draft tube

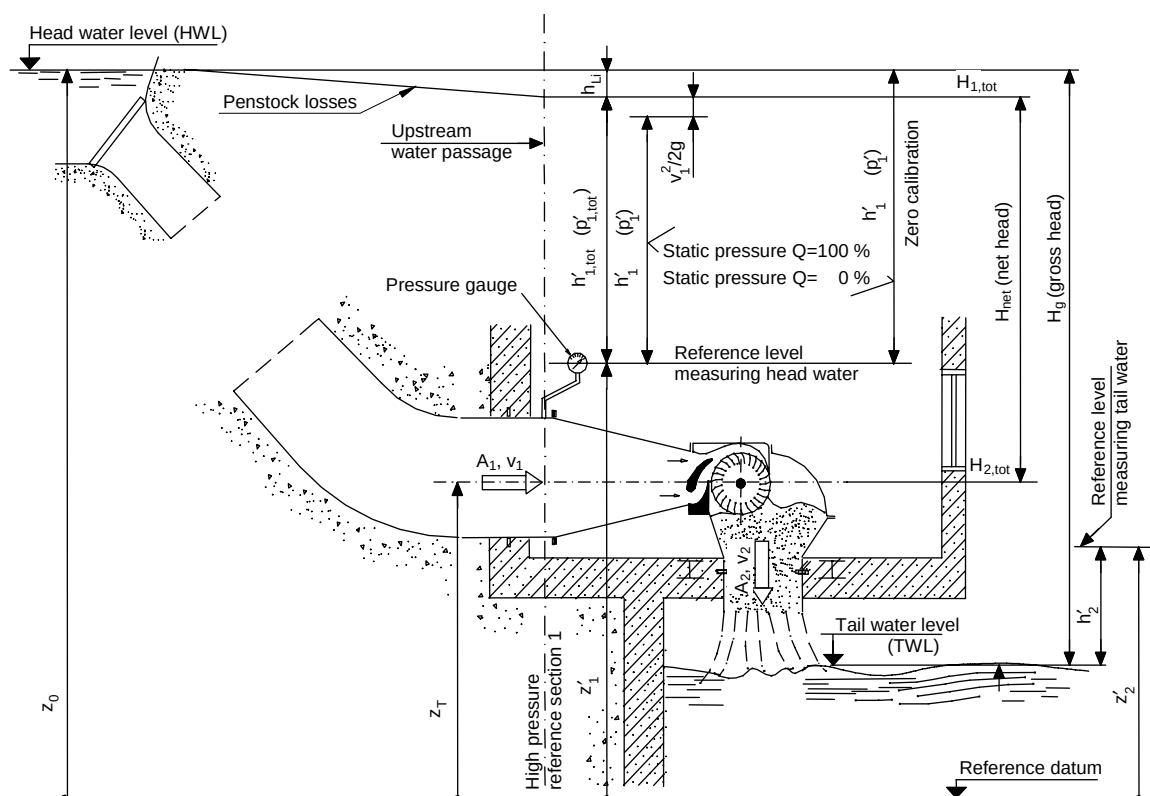


Figure B.16 – Crossflow turbine with horizontal shaft, without draft tube

B.4 Method of head measurements

B.4.1 General

Ideally a measurement section shall be equipped with four static pressure taps made out of stainless steel. The bore axis of the pressure taps shall be normal to the axis of the pipe work and their implementation shall observe the general provisions of Figure B.17. The diameter of the tap holes shall be between 3 mm and 6 mm. Preferably the edges of the openings should be provided with a radius $r \leq d/4$ smoothly joining the flow passage. The length (l) of a pressure tap hole shall not be less than twice its diameter. A boss shall be installed for pipes that have a thin wall section.

Pressure taps shall be machined flush to the internal wall of the pipe and they shall be free from burrs and irregularities. Particular care should be taken to avoid any paint accumulation around the tap hole, and to clear built up dirt from any taps located at the bottom of a section.

The pressure taps shall be connected by isolating valves to a manifold or a ring manifold, the cross-section of which shall be at least equal to twice the cross-section of a pressure tap. Before making observations, the pressure shall be measured separately with each pressure tap opened, one after the other, under normal test conditions. The pressure reading is acceptable if the arithmetic mean of the four measurements does not deviate by more than 0,5 % of the net head of the turbine or by more than 20 % of the velocity head in the measurement section. If it is not possible to correct the faulty tap, then a mutual agreement should be reached to eliminate the faulty tap, to select another location, or to accept this deviation.

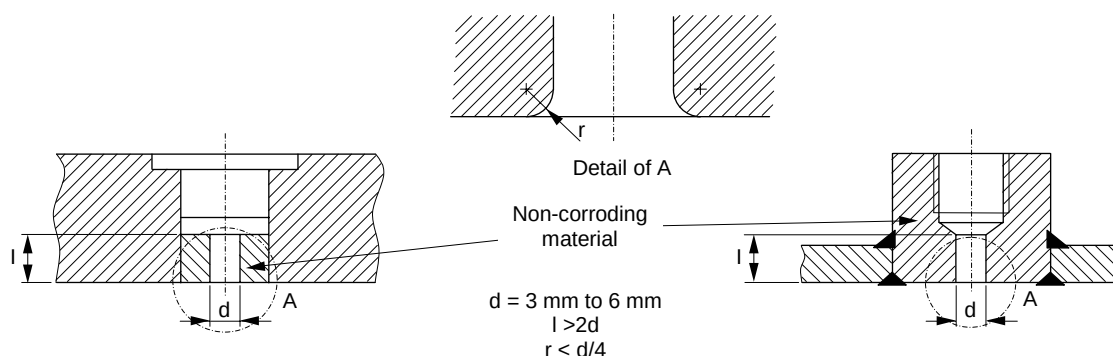


Figure B.17 – Specifications for static pressure taps

B.4.2 Pressure measuring instruments

B.4.2.1 General

Liquid column manometers and dead-weight manometers shall be considered primary measuring instruments. Dead weight manometers, or a modern equivalent, can be used as pressure calibration devices.

B.4.2.2 Pressure transducers

Pressure transducers are electromechanical devices in which the mechanical effects produced by pressure are converted into electrical signals. The range of a pressure transducer shall be selected taking into account the range of the pressure to be measured.

Some of the advantages associated with the use of pressure transducers are as follows:

- ease of integration into an electronic data acquisition system;

- a rapid and accurate response because of the negligible discharges across the pressure taps;
- easy production of the mean value of fluctuating differential pressures;
- recording of transient pressures using ordinary electronic equipment.

Pressure transducers shall have the following characteristics:

- adequate calibration stability;
- high repeatability and negligible hysteresis;
- low zero shift and low temperature sensitivity;
- the calibration of the transducers used shall be valid.

There is a wide range of differential pressure transducers, which can be used to obtain the following value directly from a single measurement: $(p_1 - p_2) / \rho g + (z_1 - z_2)$. However, the following potential problems should be considered:

- panel instrumentation: using differential transducers can lead to errors if the areas of the two measuring sections are different;
- acceptance tests: the source of possible pressure variation cannot be located.

B.4.2.3 Spring pressure gauges

This type of pressure gauge uses the mechanical deflection of a simple spiral loop tube or an orifice plate to indicate pressure. The range of this kind of pressure gauge shall be selected taking into account the range of pressure to be measured. This may be used by agreement between the parties, providing the device is of sufficient accuracy, in its optimum range (normally between 60 % and 100 % of the graduation) and providing the calibration is valid.

B.4.2.4 Free level measuring instruments

The measurement section for determining a water level shall be selected to satisfy the two following conditions.

- The water surface shall be calm and free from disturbances. Sections where the flow velocity profile is disturbed by an elbow or by any other special feature shall be avoided.
- The area used to determine the mean velocity of the water shall be precisely defined and shall be easily measurable.

The free levels are generally measured from a measuring reference level for the instrument z_M , and the possible methods shall include:

- plate gauge;
- point or hook gauge;
- float gauge;
- staff gauge;
- ultrasonic transducer.

These methods are only applicable for accessible free levels. For inaccessible levels, the following may be used:

- liquid column manometer;
- immersed pressure transducer;
- measurements using compressed air (bubble apparatus).

NOTE Requirements concerning the design and use of level measuring devices are given in ISO 4373.

B.5 Estimation of kinetic head for class A tests

The theoretical turbine discharge can be plotted against guide vane or needle opening using the model data as shown in Figure B.18. The discharge can be estimated from the curve, and used to calculate the velocity at the reference section.

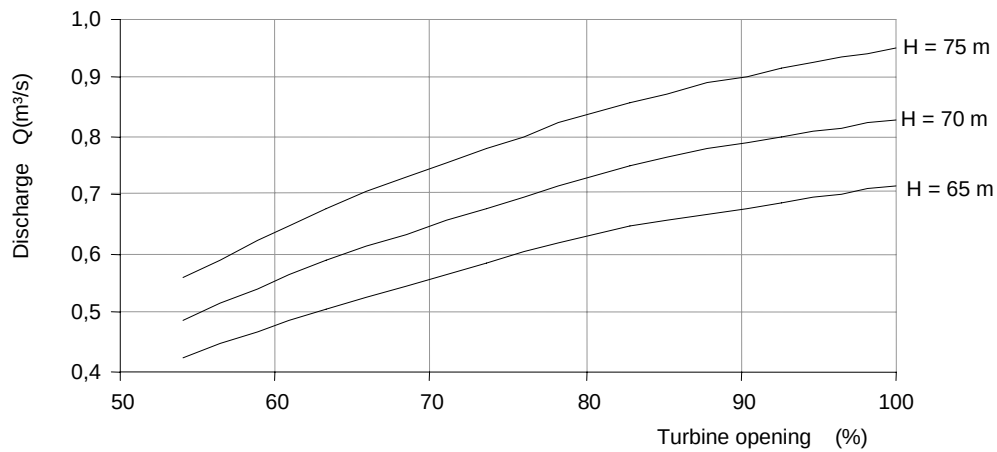


Figure B.18 – Example: discharge versus guide vane opening

Annex C (normative)

Method of speed measurements

C.1 Rotational speed

C.1.1 Speed measurements in the case of direct measurement of power

The rotational speed shall be measured by means of a calibrated tachometer or electronic counter, and shall be made without any slip relative to the hydraulic machine shaft.

C.1.2 Speed measurements in the case of indirect measurement of power

The rotational speed of a synchronous machine can be measured indirectly using the panel frequency meter under the following conditions:

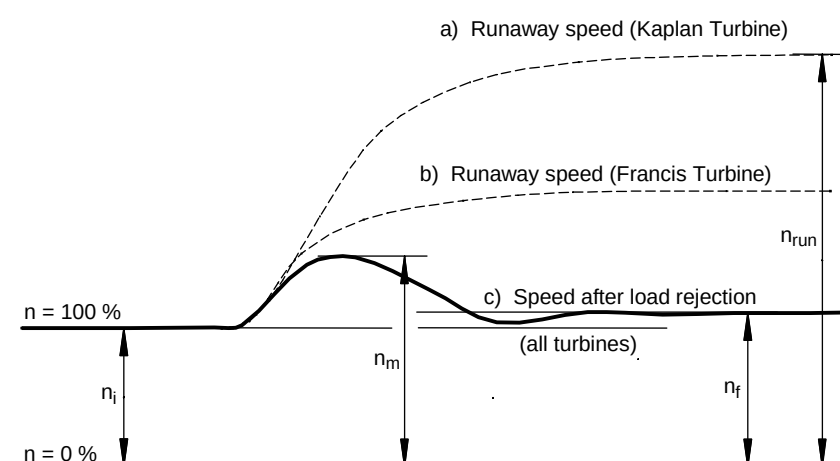
- the system load shall be steady,
- the frequency meter shall be checked against a suitable precision instrument.

The rotational speed of an asynchronous electrical machine can be measured in accordance with IEC 60041:1991, 13.3.

C.2 Definition of overspeed and runaway speed

Overspeed is the maximum momentary speed attained during a sudden specified load rejection from a specified governor setting, and shown as n_m in Figure C.1.

Runaway speed is the final steady speed for a given head and position of needles or guide vanes and/or runner blades with the electrical machine disconnected from load or network and not excited. This is shown as n_{run} in Figure C.1.



Key

- a), b) Runaway speed after sudden load rejection with locked closing devices.
c) Variation of turbine speed during sudden load rejection.

Figure C.1 – Overspeed and runaway

Annex D (normative)

Power output measurement

D.1 General

The electrical power output is normally measured at the generator terminals, or at the transformer. The turbine power is then calculated using the test data for the generator efficiency, and gearbox if fitted. The turbine power output can be measured directly using a torquemeter, but this is rare.

From known generator efficiency values, the generator losses can be determined. Losses are comprised of several components that are either constant or a second order polynomial function of the load, enabling interpolation to be made with high accuracy. An example curve is given in Figure D.1 showing the different losses.

D.2 Measurement of power output

D.2.1 Synchronous generator

The generator shall be operated as near to specified voltage and a power factor equal to one as existing conditions permit. If this is not possible, suitable corrections in the computation of the power output and losses shall be made.

The power shall be measured from the panel instruments or by the means of a power analyser. Figures D.3 and D.4 show the principles of installing a power analyser using the two-wattmeter and three-wattmeter methods respectively. The number of readings shall depend upon the duration of the run and the load fluctuations. Sufficient readings shall be taken to give a true average of the output during the run.

Instrument transformers used for the test shall be calibrated prior to installation or immediately prior to the test by comparison with standards acceptable to the parties to the test. The instrument transformers shall be tested to determine the ratio of transformation and the phase angle deviations for secondary burdens, which are equivalent to actual instrument burdens of the instruments to be used during the performance test. The correction data shall be available before the start of testing.

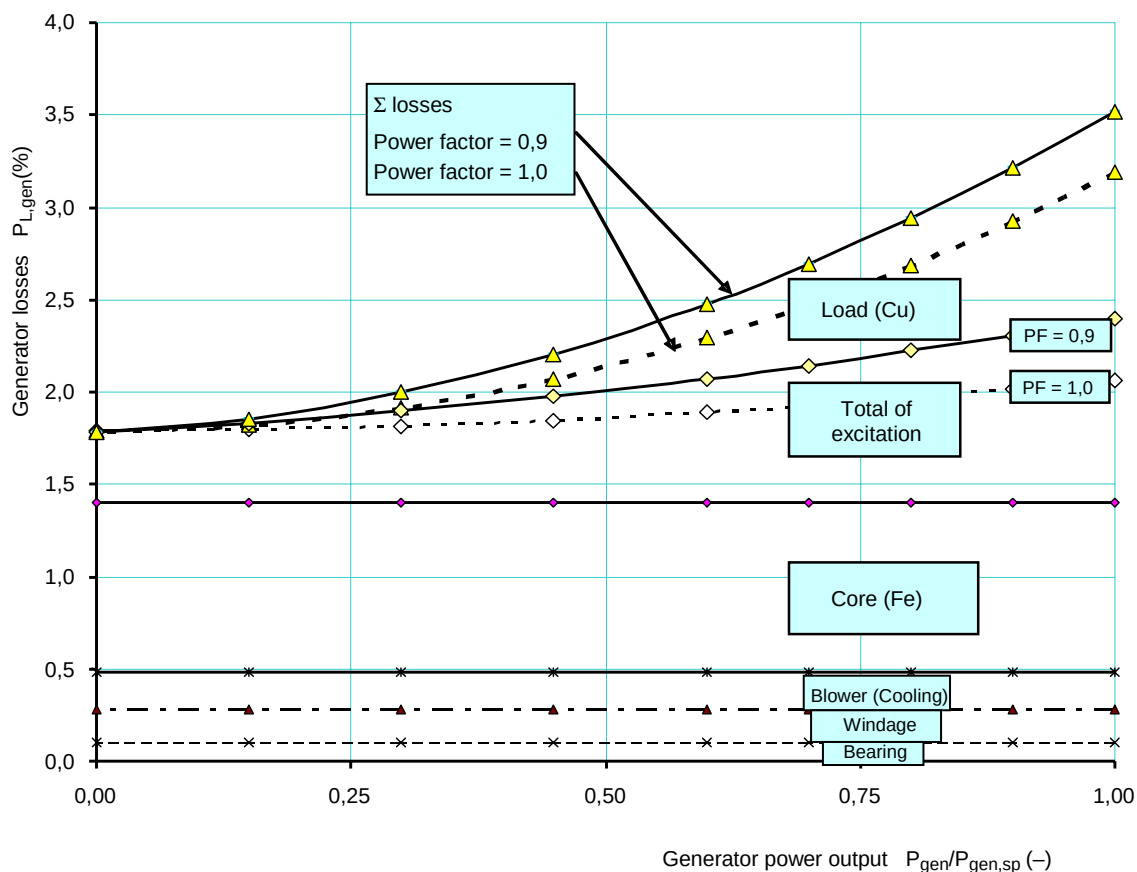


Figure D.1 – Typical losses of a synchronous generator

The following formula shall be used if the losses have to be calculated from the generator efficiency:

$$P_{Los} = P_a \frac{1 - \eta_{Gen}}{\eta_{Gen}}$$

D.2.2 Asynchronous generator, indirect method of power output measurement

The measurement, connection and evaluation are normally done in the same way as for a synchronous generator. Special care shall be taken to measure the power-factor over the whole guarantee range (see Figure D.2) and compare it with the guarantee. The rotational speed should also be measured because it varies with power output.

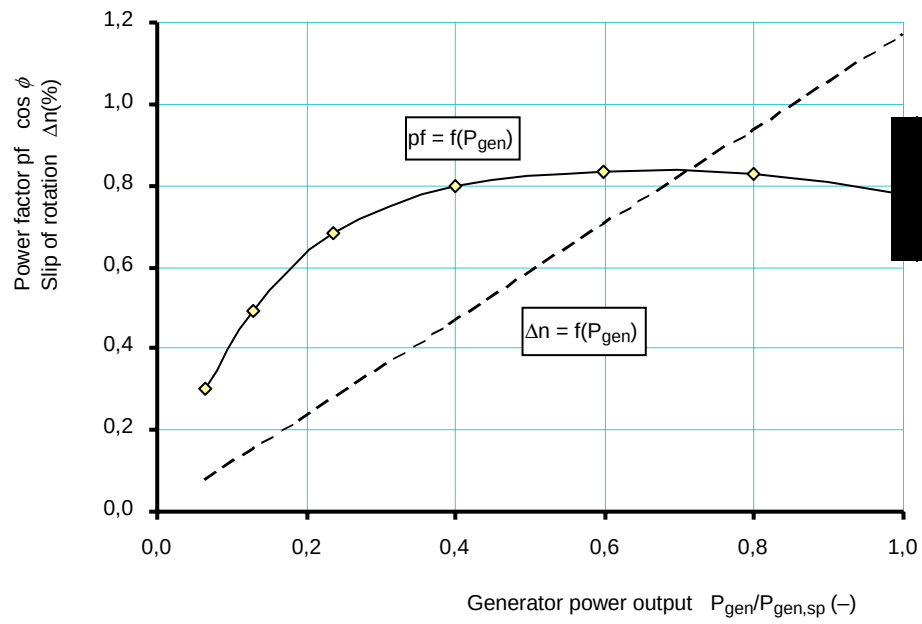


Figure D.2 – Asynchronous generator: typical power factor and slip factor

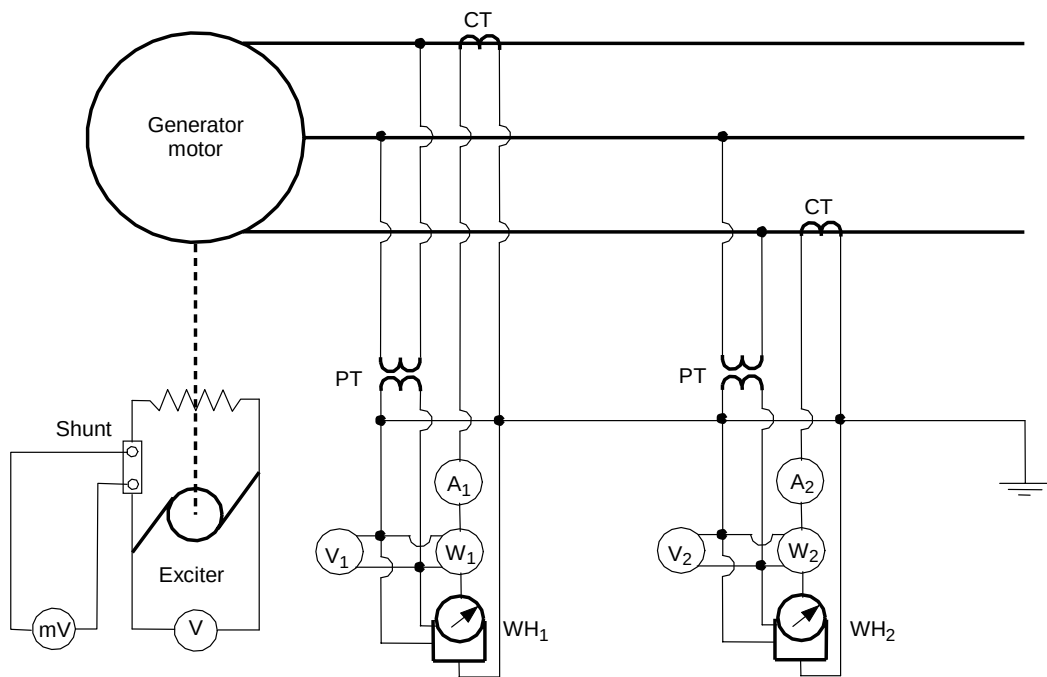


Figure D.3 – Power measurement using the two wattmeter method

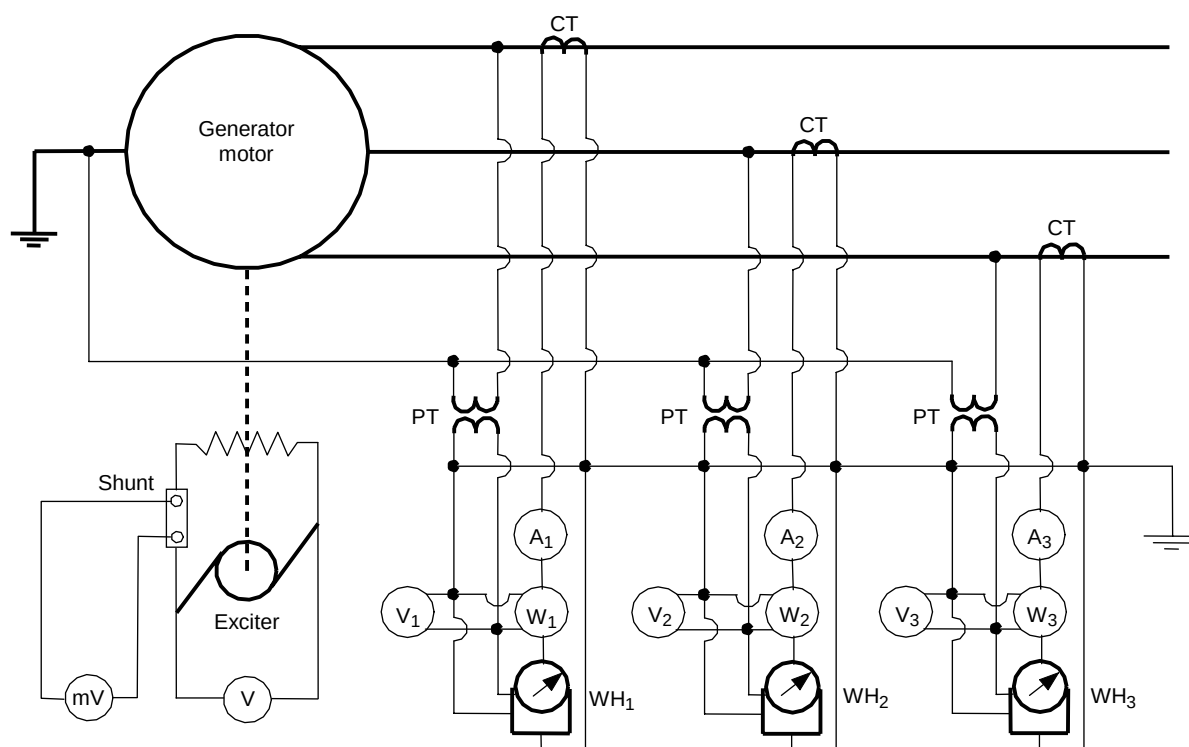


Figure D.4 – Power measurement using the three wattmeter method

Annex E (normative)

Methods of discharge measurement

E.1 General

E.1.1 General conditions

Discharge measurement in a hydroelectric plant can in general only be carried out with the required accuracy if specific requirements of the measurement method are satisfied. It is therefore in the interest of the parties involved to select this method when the plant is being designed and to facilitate its implementation.

E.1.2 Selection of measurement method

Table E.1 shows usual requirements or limits for the various measurement methods. Deviations might influence the measurement accuracy.

Table E.1 – Selection of flow measurement method

Method	Water passage condition	Test preparation
Velocity area	Closed conduit $v > 0,4 \text{ m/s}$ current meter $v > 1 \text{ m/s}$ pitot tube $D > 1,4 \text{ m}$ and $D/d > 14$ straight pipe $L/D > 25$ Open conduit $v > 0,4 \text{ m/s}$ current meter only $H > 0,8 \text{ m}$ and $H/d > 8$ straight conduit $L > 3,5 \text{ m}$	Rig for velocity meter
Pressure time	$\rho \cdot Q \cdot \left(\int dL/A \right) > 50 \text{ kPa/s}$ Closed conduit between measuring sections $L/D > 10$ upstream $\Delta L \cdot v > 50 \text{ m}^2/\text{s}$ $\Delta L > 10 \text{ m}$	Pressure taps
Acoustic single path	$v > 1,5 \text{ m/s}$, $D > 0,8 \text{ m}$ straight pipe: $L/D > 10$ upstream $L/D > 3$ downstream	Surface to mount transducer
Acoustic four paths		Transducer holes
Electromagnetic	straight pipe: $L/D > 10$ upstream	Flange connections
Volumetric gauge	No condition	Volumetric tank Deflector
Thermodynamic (indirect flow measurement)	Head $> 100 \text{ m}$	Tap for probe Rig for temperature distribution

Method	Water passage condition	Test preparation
A: penstock area	d: propeller diameter	D: penstock diameter
H: depth of open conduit	L: length of water passage	Q: discharge
v: average velocity	ΔL : distance between measuring sections	
NOTE 1 The determination of efficiency using the thermodynamic method described in 7.4.2 makes it possible to calculate the discharge.		
NOTE 2 Electro-magnetic flowmeters should be calibrated in the laboratory before mounting in the waterway.		
NOTE 3 A simple single path ultrasonic method can be used, but see E.2.2		

E.1.3 Flow stability

Discharge measurement is only valid if the flow is steady during each run. It may be considered steady if the variations in the generator power, net head and rotational speed of the unit are gradual. The discharge values shall be plotted on a graph as a function of time, to evaluate the nature and size of possible fluctuations.

E.1.4 Leakage, infiltrations and diversions

There shall be no leaks, infiltrations or diversions between the measurement section and the reference section closest to the measurement section. If this is unavoidable, the infiltration or leakage discharge shall be measured separately with appropriate accuracy.

If there is a free surface (a surge shaft, for example) between the measurement section and the reference section closest to the measurement section, the difference in discharge between the measurement section and the reference section due to the variation in the level of the surface shall be taken into account.

E.2 Absolute flow measurement methods

E.2.1 General

The various methods of absolute flow measurements are well described in IEC 60041 as well as ISO standards. Only two methods are described below, because these are particularly well suited for small hydro installations.

E.2.2 Acoustic method for small turbines

Simpler acoustic methods that can be used with small turbines are shown in Figure E.1. However, the single path arrangement shall not be used for class C acceptance tests. The use of simplified ultrasonic techniques for acceptance tests should be subject to mutual agreement between the parties.

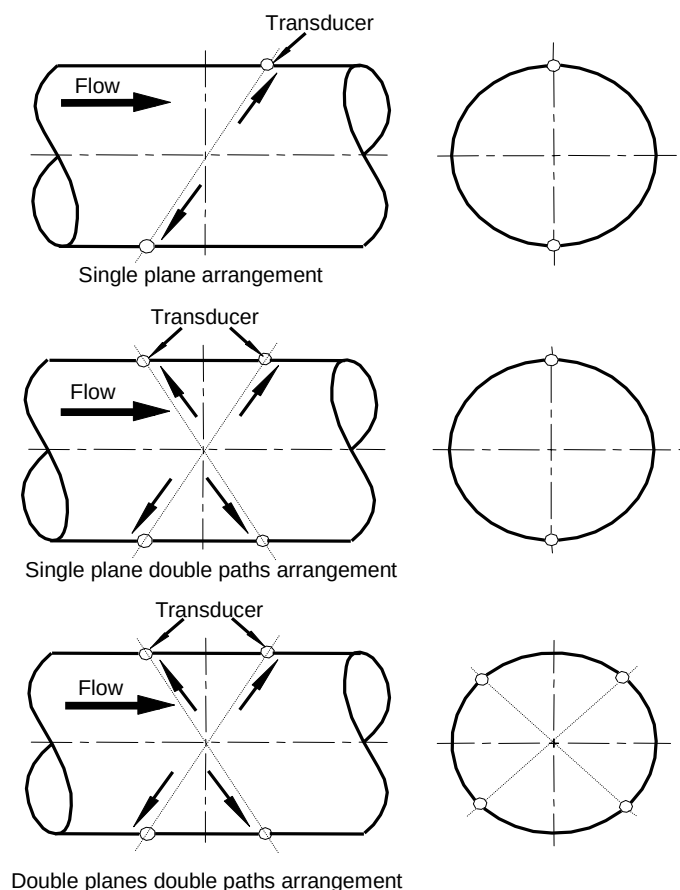


Figure E.1 – Typical arrangements of acoustic transducers

The accuracy of the simpler arrangements will be less than that for four path, two plane flowmeters, but the cost for instrumentation and installation is much less. Strap-on types can be used for class B tests, but the installation instructions shall be followed carefully. More accurate results are obtained using transducers mounted into the pipework.

It is preferable that the acoustic equipment is calibrated using one of the primary methods described in IEC 60193. It is generally desirable that the calibration conditions should reproduce the configuration of the circuit where the equipment shall be used. If it is installed permanently at a site, it shall be possible to verify the calibration periodically.

E.2.3 Pressure-time-method (Gibson method)

E.2.3.1 General

This is an economical way to indirectly measure discharge in situations where the water flows through a closed conduit. The general arrangement is shown in Figure E.2. Two sections are carefully chosen on the pipeline and fitted with pressure tapings. The pressure differential between the sections is measured while the guide vanes (or needle) are closed. The initial discharge can then be calculated from the resulting pressure time diagram, as shown in Figures E.3 to E.5. The conditions of validity can be evaluated before the test as shown below.

The turbine and penstock should be dewatered prior to testing, to flush and pressure test all the instrument pipework, to check that everything is working correctly and that there are no leaks. The geometrical dimensions of the penstock shall be measured. In addition to the requirements of Table E.1, the leakage through the closed turbine shall be less than 5 % of the rated discharge.

Downstream of an elbow or change in cross-section, the pressure at each tapping in a section should be compared during running using a separate pressure transducer. The pipeline can have a uniform or non-uniform cross-section. The method can be used on relatively short straight lengths of uniform pipeline because the systematic and random uncertainties are lower than for a non-uniform section. However, sometimes access to the sections can be difficult. Conversely, a non-uniform section requires a relatively long pipeline to obtain accurate results. The calculation of the penstock factor is also more difficult because of the combination of changes in section and bends in the pipeline.

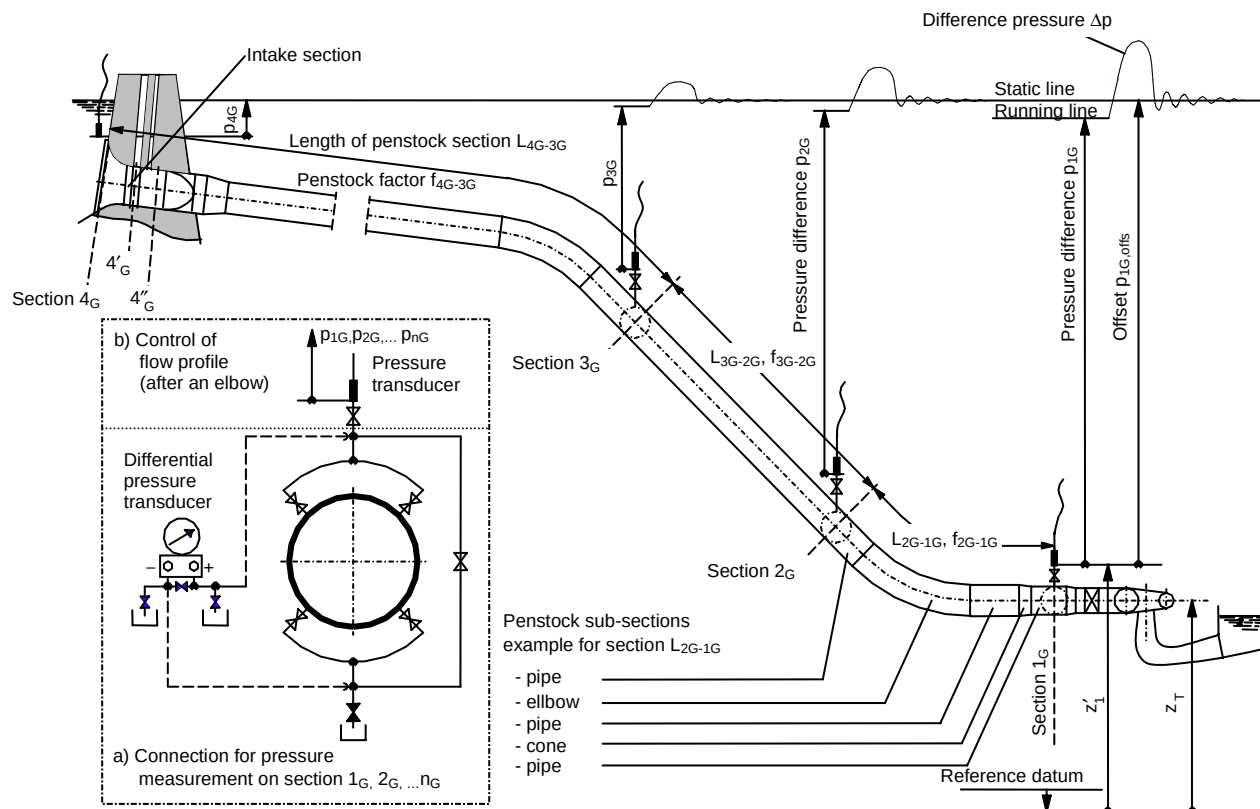


Figure E.2 – Arrangement for pressure time method



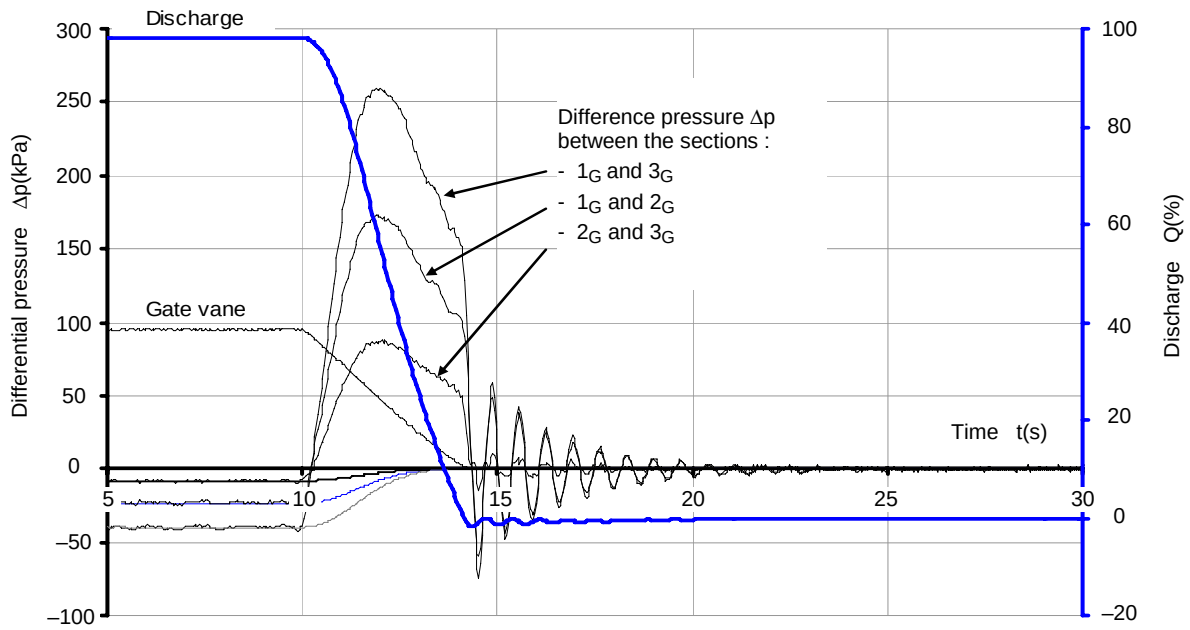


Figure E.5 – Example of pressure-time diagram for a combination of uniform and non-uniform conduits between several sections

E.2.3.2 Theoretical background

This method presented in about the year 1920 by Norman R. Gibson is based on the Bernoulli equation. Assuming frictionless and incompressible fluid we can write the following formulae for two sections in a conduit:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + \int_1^2 \frac{\partial v}{\partial t} \times ds$$

For a uniform conduit this becomes $\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho} = - \int_1^2 \frac{\partial v}{\partial t} \times ds = -L_{2G-1G} \times \frac{\partial v}{\partial t}$

Integrating gives $\int_{t=T_1}^{T_2} \left(\frac{\Delta p}{\rho} \right) dt = -L_{2G-1G} \times \int_{v=V_1}^{V_2} dv$

or $\int_{t=T_1}^{T_2} \left(\frac{\Delta p}{\rho} \right) dt = L_{2G-1G} \times (v_{T_1} - v_{T_2})$

where

v_{T_1} , v_{T_2} are the velocities at any measuring section at time T_1 and T_2 ;

L_{2G-1G} is the length between sections 1_G and 2_G .

The pressure difference between sections 1_G and 2_G is measured as function of the time. If it is assumed that the turbine is operating under stable conditions prior to closure of the gate, and the velocity of the water v_{T_2} is zero after the gate is fully closed, then the initial discharge at time T_1 before closing is given by:

$$Q_{T1} = v_{T1} \times A = \frac{A}{L_{2G-1G} \times \rho} \times \int \Delta p \times dt \quad (E.1)$$

In practise this theory needs some corrections.

There may be some leakage flow Q_{T2} passing through the closing device after time T_2 . This shall be added to the evaluated flow Q_{T1} .

There should be a factor for friction head loss between the sections.

$$\frac{p_f}{\rho} = \zeta \times \frac{v(t)^2}{2} \quad (E.2)$$

where

$v(t)$ is the velocity at time t ;

ζ is a loss coefficient.

Including these corrections into Equation (E.1) gives a flow as a function of pressure time for a uniform conduit:

$$Q_{T1} = \frac{\bar{A}}{L_{2G-1G} \times \rho} \times \int (\Delta p + p_f) \times dt + Q_{T2} \quad (E.3)$$

where

$\bar{A}$ is the average of the measured area between section 1_G and 2_G .

The penstock factor f_{2G-1G} is a geometrical relationship for the penstock, and can be calculated as follows for a uniform conduit:

$$f_{2G-1G} = \frac{L_{2G-1G}}{\bar{A}}$$

Inserting the penstock factor into the pressure time Equation (E.3) gives the following relationship for uniform conduits.

$$Q_{T1} = \frac{1}{f_{2G-1G} \times \rho} \times \int (\Delta p + p_f) \times dt + Q_{T2}$$

The integration shall be made from $T_{1,PT}$ to $T_{2,PT}$ to take into account the steady state condition before closing. The expression of the integrated pressure time diagram is:

$$PT = \int_{T_{1,PT}}^{T_{2,PT}} (\Delta p + p_f) dt$$

The flow rate shall be computed by: $Q = \frac{PT}{f_{2G-1G} \times \rho} + Q_{T2}$

For a non-uniform conduit we can use a similar expression for the penstock factor

$$f_{2G-1G} = \int \frac{dL}{A} \quad \text{or} \quad f_{2G-1G} = \sum \left(\frac{L_i}{A_i} \right)$$

where

A_i is the area of a sub-section, and

L_i is the length of the centreline of that sub-section.

An example calculation of the penstock factor for a non-uniform conduit is given in Table E.2.

For a non-uniform section the dynamic head difference between the sections shall be included in the term p_f , so that Equation (E.2) becomes

$$\frac{p_f}{\rho} = \zeta \times \frac{v(t)^2}{2} + \frac{v_2^2(t) - v_1^2(t)}{2}$$

$v_1(t)$, $v_2(t)$ are the velocities at sections 1_G and 2_G at time t , and are given by

$$v_1(t) = \frac{Q(t) + Q_{T2}}{A_{G1}}$$

$$v_2(t) = \frac{Q(t) + Q_{T2}}{A_{G2}}$$

E.2.3.3 Evaluation of leakage flow

Leakage discharge shall be measured if the closing device (guide vane or needle) does not seal tightly. This can be done as follows once the turbine gate is closed:

- by closing the intake gate, and measuring the head change versus time;
- by closing the turbine inlet valve and calculating the discharge by Gibson integration.

If the turbine needs to be kept running at synchronous speed after closure of the gate, an estimate of the leakage discharge can be evaluated from the model test results.

NOTE The guide vane leakage can also be estimated using the measured guide vane clearances to determine the total leakage area through the guide vanes. The leakage velocity is assumed to be $Q_{T2} = 0,5 \times \text{area} \times \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$ where H is the head across the guide vanes.

E.2.3.4 Estimation of the systematic uncertainty

The systematic uncertainty of the measured discharge can be estimated using the list given below. If this is done before the test, all parties can either accept or reject the method. The position of the measuring sections will be determined during the process.

The following parameters are needed for this estimate:

- evaluation of the penstock factor (see Table E.2);
- calculation of the expected $PT = Q \times f_{2G-1G} \times \rho$;
- the friction loss and dynamic head between the measuring sections are taken from the penstock design calculation;
- for the first approximation the maximum pressure rise during the closing can be estimated as $\Delta p_{\max} = PT / t_{\text{close}} \times 2,3$.

a) Geometric dimensions

The geometry of the penstock can be taken from a certified drawing. The lengths are taken on the centreline, and the average diameter if the pipe section is not uniform. The estimated systematic uncertainty of L/A is the sum of the length between the measuring sections.

The recommended factors for different sub-sections are given below:

- intake bell-mouth $f_{L/A} = \pm 5 \% \text{ to } 20 \%$
- conduit rectangle to round (pipe) $f_{L/A} = \pm 1,0 \%$
- elbow $f_{L/A} = \pm 1,0 \%$
- cone $f_{L/A} = \pm 0,5 \%$
- straight pipe $f_{L/A} = \pm 0,3 \%$

The relative uncertainty for each subsection is given by the formula:

$$\Delta f_{\text{penst}} = \frac{\Delta L/A}{\sum (L/A)} f_{L/A}$$

Table E.2 shows how the systematic uncertainty is calculated.

$$f_{\text{penst}} = \pm 0,65 \%$$

This evaluation can be made between all measuring sections.

b) Steady state condition L/A

- Static line (zero calibration)
- A zero calibration shall be made before and after the test series, by control of the offset. After every test run the offset shall be compared
- The systematic uncertainty of zero pressure $f_{\text{sta}} = \pm 0,15 \%$
- Transient line expressed by pressure variation $f_{\text{run}} = \pm 0,35 \%$

c) Transient condition (during closing)

- Changing of the flow profile
- Integration pressure–time diagram from $T_{1,PT}$ to $T_{2,PT}$
- Pressure noise, filtering, setting of integration boundaries $f_{PT} = \pm 0,80 \%$

d) Dynamic head uncertainty

The ratio of dynamic head p_{dyn} to the pressure differential Δp_{max} . This is mainly caused by changes in the velocity profile during gate closure, and can have a large influence on the result.

Assume p_{dyn} is 20 % of Δp_{max} then $f_{\text{dyn}} = 1,0 \%$
 $\Delta p_{\text{max}} = 72 \text{ kPa}$ and $p_{\text{dyn}} = 14 \text{ kPa}$ $f_{\text{dyn}} = \pm 0,97 \%$

e) Friction head uncertainty

The ratio of friction head p_{fr} to pressure differential Δp_{max}

Assume p_{dyn} is 20 % of Δp_{max} then $f_{\text{dyn}} = 1,0 \%$
 $\Delta p_{\text{max}} = 72 \text{ kPa}$ $p_{\text{dyn}} = 4 \text{ kPa}$ $f_{\text{fr}} = \pm 0,28 \%$

f) Pressure transducers and data acquisition (resolution ≥ 16 bit)

Linearity, hysteresis, low thermal shift and dynamic behaviour $f_{\text{inst}} = \pm 0,10 \%$

g) Leakage of the guide vane after closure $f_{\text{leak}} = \pm 0,20 \%$

Expected uncertainty for the discharge measured by pressure time method

$$f_Q = \sqrt{0,65^2 + 0,15^2 + 0,35^2 + 0,8^2 + 0,97^2 + 0,28^2 + 0,1^2 + 0,2^2} = \pm 1,51 \%$$

This procedure can be repeated with real data after the measurement.

Table E.2 – Evaluation of the penstock factor with estimation of the systematic uncertainty

					Penstock factor		Uncertainty	
Measuring section	Sub-section	ΔL	L_{pst}	A	$\Delta L/A$	$\Sigma L/A$	absolute	relative
							L/A	
		m	m	m ²	1/m	1/m	%	%
1 _G		0,00	0,00			0,00		
	pipe	1,50	1,50	2,54	0,59	0,59	0,3	0,03
	cone	0,80	2,30	2,84	0,28	0,87	0,5	0,03
	pipe	3,19	5,49	3,14	1,01	1,88	0,3	0,06
	elbow	7,85	13,34	3,14	2,50	4,38	1,0	0,48
	pipe	2,55	15,89	3,14	0,81	5,20	0,3	0,05
2 _G			1 _G to 2 _G	$f_{pst} =$		5,195	$f_{f,pst} =$	0,65
	pipe	18,49	18,49	3,14	5,88	5,88	0,3	0,30
3 _G			1 _G to 2 _G	$f_{pst} =$		5,884	$f_{f,pst} =$	0,30
	pipe	4,14	4,14	3,14	1,32	1,32	0,3	0,01
	elbow	6,65	10,80	3,14	2,12	3,44	1,0	0,06
	pipe	90,00	100,80	3,14	28,65	32,08	0,3	0,26
	cone	1,40	102,20	4,03	0,35	32,43	0,5	0,01
	pipe	1,46	103,66	4,91	0,30	32,73	0,3	0,00
	pipe/ rectangle	1,75	105,41	4,91	0,36	33,09	2,0	0,02
	rectangle	2,10	107,51	6,25	0,34	33,42	1,0	0,01
	bell-mouth	1,70	109,21	8,04	0,21	33,63	20,0	0,13
4 _G			1 _G to 2 _G	$f_{pst} =$		33,633	$f_{f,pst} =$	0,49

E.2.3.5 Procedure for the measurement

The pressure transducer at measuring section 1_G shall be located upstream of the closing device. The elevation of the transducer shall be measured with respect to the turbine centre line.

NOTE The closing device is normally the guide vane or needle valve. The closing time should be temporarily increased, if possible, to reduce the pressure pulsation (water hammer).

Procedure after connecting the measuring equipment:

- Set the rate of data recording to between 50 to 100 readings per second. This should result in 250 to 1 000 values measured during the closing time. The readings are started at least 20 s before shutdown and continue for about 20 s after the turbine gate is closed.
- On each section, carefully flush each pipe connection separately to check the functionality and to bleed the pipeline of any air.

- c) Check the closing position of the gate vane or servomotor when the turbine is stopped.
- d) Take readings from all the pressure taps p_{1G} , p_{2G} , p_{3G} ... to make sure that there is no more pressure variation within the pipeline.
- e) Based on p_{G1} for each measuring section the static line is to be fixed. A theoretical levelling point (offset) of each pressure tap $p_{1G,offset}$, $p_{2G,offset}$ is made.
- f) If the Gibson method is used for index calibration at least two discharge values are needed. Each discharge point shall be made with two or three shutdowns. Good results are expected with the turbine running at its optimum output, because the pressure pulsation is normally low at this condition. The calibration point for partial load shall avoid any vortex zones.
- g) Open the turbine slowly and continuously up to the required load.
- h) The governor should be set to the open limiter (not under load, or speed control).
- i) Shut down the turbine after conditions have stabilised in the penstock.
- j) Instead of making a load rejection, the turbine can remain connected to the grid and the control vanes closed at the normal rate. If this method is used, the reverse power relay will have to be temporarily disabled to allow the generator to run for a short time as a motor.
- k) After the measurements a post calibration is to be made. See d).

E.2.3.6 Calculation of the discharge

The differential pressure measured by the transducers is recorded and processed in a computer. Programs of calculation by digital computer are available which determine the running line (dynamic and friction head), static line, and the integration of the pressure versus time diagram.

The results can be filtered and an average filter is very useful for reducing any noise or high frequencies. Low pass filters shall be applied with care, and are rarely used.

If measurements of different sections are made simultaneously, a crosscheck can be made by computing the results for various combinations, see Figure E.5.

Special programs are available for dealing with the end of integration. A detailed description of the method of computation, with the formulae used, shall be presented with the pressure time diagram. The report should also contain an evaluation of the penstock factor with a drawing of all sections and sub section between the measuring sections, see Table E.2.

E.3 Relative flow measurements

E.3.1 General

It is not always considered necessary to use absolute discharge measurement techniques during testing. Relative discharge measurement is sufficient for Class B tests, where index discharge is calculated from measurements of differential pressure or by using a secondary method of flow measurement.

E.3.2 Differential pressure method

The relative discharge through a conduit where there is a change of velocity can be calculated by measuring the differential pressure between two sections. The simplest case is using a convergent section of pipe such as may be found upstream of a turbine inlet valve, as shown in Figure E.6.

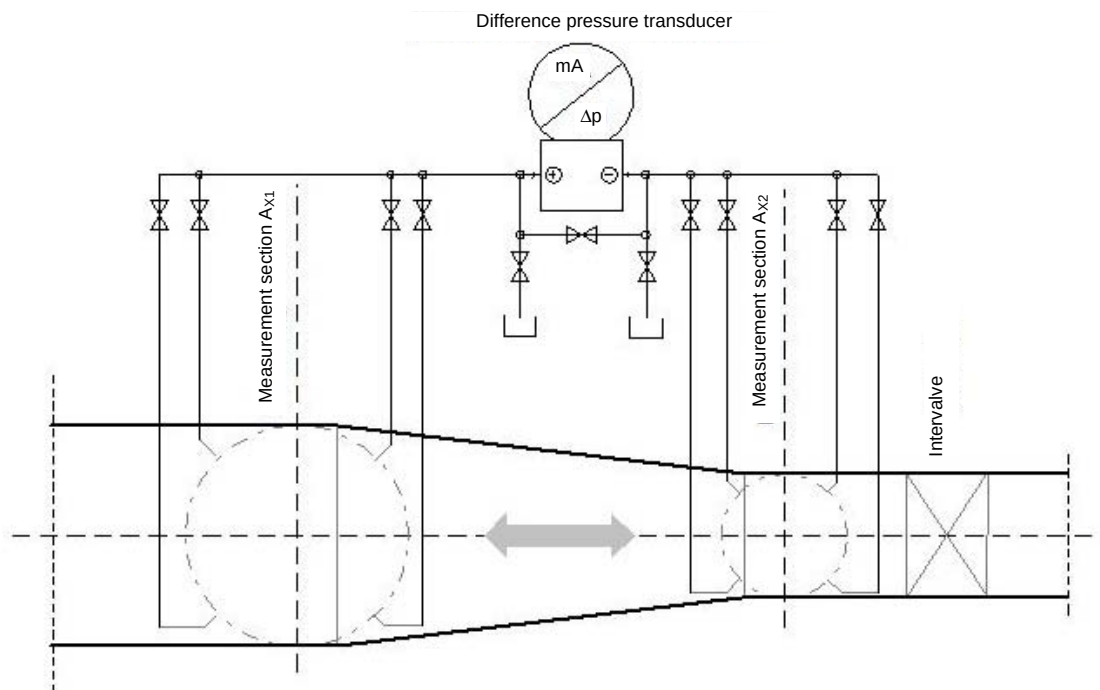


Figure E.6 – Location of taps for differential pressure method of discharge measurement

The index discharge through a bulb unit may be measured using the differential pressure method and the taps may be located as shown in Figure E.7.

- The high pressure tap may be arranged at the stagnation point of the bulb.
- The low pressure tap should be located on the wall directly upstream from the guide vanes with sufficient distance from their leading edge to give clearance at maximum guide opening.

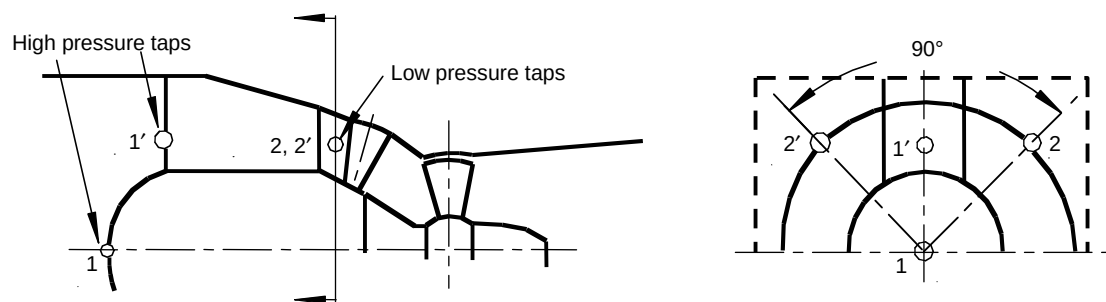


Figure E.7 – Location of taps for differential pressure measurement of discharge in a bulb turbine

The index discharge through a turbine with a spiral case may be measured using the Winter-Kennedy method and the taps may be located as shown in Figure E.8.

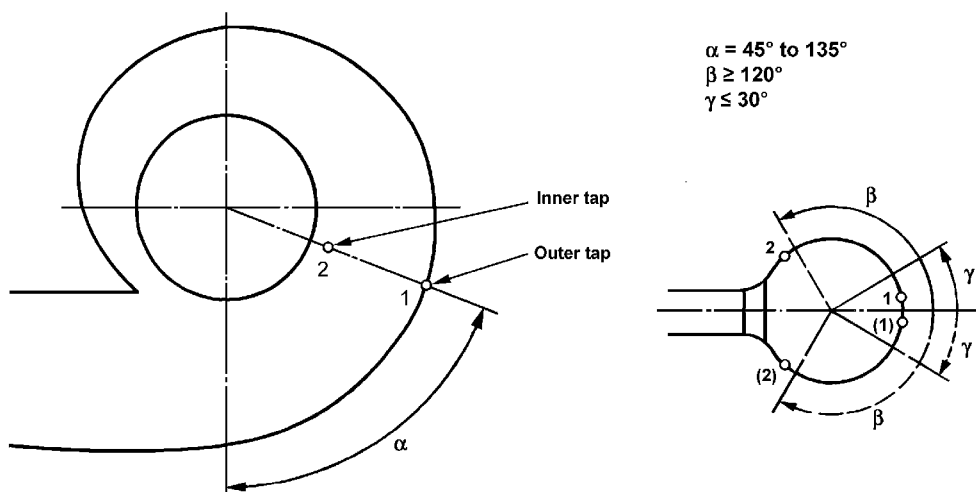


Figure E.8 – Location of taps for Winter-Kennedy method of discharge measurement through a turbine equipped with a steel spiral case

E.3.3 Secondary method of discharge measurement

The relationship between needle stroke and discharge may be used for a Pelton or a Turgo turbine. It may be used to give an index discharge provided that the discharge/stroke characteristics shape has been checked by tests on homologous model of the turbine. Great care shall be taken to ensure that, during the test, the needle, nozzle and support vanes are clean and in good order.

Annex F **(informative)**

Plant condition

F.1 Plant condition list

F.1.1 General

For design of the plant, and for purposes of tendering, the purchaser shall supply the various values and parameters on which the guarantees are based. The upstream and downstream water passages are normally under the responsibility of the purchaser, but they shall be agreed upon with the turbine manufacturer. Below are lists that indicate which data should be included.

F.1.2 Purchaser supplied data

- a) Upstream water level maximum / minimum / rated.
- b) Downstream water level maximum / minimum / rated.
- c) Available hydraulic energy either as:
 - rated head and discharge, or
 - head and discharge line (annual average flow duration curve).

F.1.3 Contractually agreed levels

- a) Turbine elevation.
- b) Minimum tailwater elevation to prevent cavitation.
- c) Submergence at draft tube exit.
- d) Minimum distances for free flow at draft tube exit.
- e) Maximum free tailwater level for ventilation.

F.1.4 Quality of water

- a) Volumetric percentage of sand/suspended particles for erosion.
- b) Suspended particles such as grass, algae, industrial fibre content, etc.
- c) Chemical influence.
- d) Temperature range of the water.

F.1.5 Hydraulic losses and technical data for the whole water passage

- a) Channel
- b) Intake
- c) Trash rack
- d) Penstock
- e) Inlet valve
- f) Downstream water passage

F.1.6 Flow conditions

A disturbed velocity profile in the upstream and downstream water passage has a significant influence on the turbine efficiency and hence the plant performance. Therefore, especially for low head turbines, the design of water passages shall be made in accordance with the requirements of the turbine manufacturer for an acceptable velocity profile in sections 1 and 2 of the turbine.

F.2 Setting of geodetic benchmarks

The purchaser is normally responsible for setting of benchmarks. The following benchmarks are to be provided:

- | | |
|--|------------|
| a) Turbine setting level | z_T |
| b) Reference level at penstock intake | z_0' |
| c) Reference level measuring high pressure at turbine intake | z_1' |
| d) Reference level measuring low pressure at turbine outlet | z_2' |
| e) Control of minimum TWL to prevent cavitation | $z_{2.1}'$ |
| f) Control of maximum TWL to allow aeration (Pelton, Turgo) | $z_{2.2}'$ |

F.3 Specification of test equipment

The requirements of the equipment shall be selected correctly. The instrumentation shall be subjected to appropriate testing.

- a) Commissioning: panel instrumentation and / or external commercial instrumentation for pressure, temperature, and speed with an accuracy of $< \pm 1 \%$ can be used.
- b) Acceptance tests: in the case of penalties, the maximum permissible measurement uncertainty shall be agreed between the participants. The systematic uncertainties of the measurement are to be determined by means of the uncertainty analysis, see 9.2.

Annex G (informative)

Commissioning

G.1 Check list

The following list enumerates items that should be included for commissioning.

NOTE The check list given below is not an exhaustive list and there may be additional inspection or verification required.

- a) Inspection of all the hydraulic conduits and removal of any foreign bodies, verification of the appropriate operation of all measuring sections and all pressure taps to be used during the future turbine tests.
- b) Verification of the electrical power supply (AC and DC) backup and batteries intervention.
- c) Execution of pressure tests on all lubricating circuits, check of oil and grease levels and of the conditions of all oil filters and filtering systems, check of correct operation of all grease and oil circuits.
- d) Verification of the correct operation of pressure oil units, hydraulic shut-off valves, pressure relief valves and discharge control component.
- e) Execution of pressure tests in the governing system, check of oil levels and of the conditions of all oil filters and filtering systems.
- f) Verification of all protective devices such as oil level and temperature alarms and relays with adjustment if needed.
- g) Measurement of bearing and seal clearances for several shaft positions, check of the oil injection system if any; calibration of opening scales for gate (and/or needles, runner blades, deflectors) including their cam relationship; verification of relevant clearances.
- h) Adjustment of dry opening and closing times of governing elements (i.e. guide vanes, runner blades, or needles and deflectors, pressure relief valves) and possibly command signal dead band if water is not needed for their operation.
- i) Adjustment of dry opening and closing times of main unit valve or gate, if water is not needed for their operation.
- j) Verification of cooling, drainage and pumping water circuits. The main powerhouse draining system shall be checked.
- k) Verification of correct locking of all manholes.
- l) Verification of start-up and shut down sequences, manual and automatic.
- m) Testing of electrical controls and protection circuits.
- n) Verification of the proper operation of the braking system of the unit.

G.2 Commissioning report

After the end of the commissioning (see Clauses 5 and 6), the commissioning engineer should prepare a report that includes the following points:

- a) All the geometric measurements made.
- b) All the values set for alarm tripping, and latching times of the unit.
- c) All the values set of orifices for closing (cooling) devices.
- d) All the results of measurements made, including
 - transient pressure variation,
 - overload,

- bearing temperatures,
 - closing time of cut off-devices.
- e) All figures, diagrams necessary for a further correct operating of the unit(s).

Annex H (informative)

Performance test efficiency calculation

H.1 General test conditions

The following example calculations demonstrate typical procedures for class A and B tests for a horizontal Francis machine with synchronous generator.

- Class A Maximum power output test
- Class B Index test using Winter-Kennedy taps

H.2 Guarantees to be met

H.2.1 Class A

The maximum plant output at a power factor ($\cos \phi$) of 1,0 and 100 % guide vane opening under the rated net head of 115,0 m shall be not lower than 2 870 kW.

H.2.2 Class B

The index test shall demonstrate that the shape of the measured plant performance characteristics follows the guaranteed shape under the rated net head of 115,0 m. Allowable deviations to the guaranteed shape tabulated in Table H.1 include systematic and random uncertainties.

Table H.1 – Plant index efficiency guarantee

Power	Plant performance at rated net head		Allowable deviation
%	P_{out} kW	$\eta_{plant,a}$ %	Δ_{η} %
25	718	64,7	-4,0
50	1 435	77,7	-1,5
75	2 153	85,9	-1,0
87,5	2 511	87,5	-0,8
95	2 727	86,0	-1,5
100	2 870	81,3	-2,0

H.2.3 Transformer efficiency

The advised transformer efficiency is tabulated in Table H.2. The overall uncertainty associated with the transformer losses is 10 %.

Table H.2 – Transformer data

Power %	P _{out} kW	η_{tf} %
25	775	97,7
50	1 550	98,6
75	2 325	98,9
87,5	2 713	98,95
95	2 945	99,0
100	3 100	99,0

H.3 Physical constants

Typical physical constants are given in Table 5.

H.4 Measuring conditions

The following measuring conditions apply.

- The type of turbine and setting of instrumentation is similar to Figure B.8.
- The mechanical scale of the guide vane opening was calibrated before the test, both when closing and when opening, using the electrical control signal.
- A zero calibration was made with both units stopped.
- Test took place on unit 1 with unit 2 isolated.
- Three measurements were taken at each of eight different guide vane openings.
- The power output was measured at the generator terminals using a 3-wattmeter method, see Figure D.4.
- The power factor $\cos \phi$ was set to automatic 1,0.
- There were no auxiliary losses, $P_{L,ax} = 0$ kW.
- Using the calibration sheet of the stagnation probe, the variation of exponent ix in the formula $Q_{ix} = k \times \Delta p^{ix}$ can be between $0,49 < x < 0,51$. The exponent was set to 0,51 and the proportional factor k was preliminarily set to 0,13.

H.5 Data measurements and calculations

H.5.1 Data measurements

The following data measurements are necessary. Table H.3 gives an example of data measurements.

NOTE The numbers, refer to the columns in Table H.3.

- GV guide vane opening electrical signal
- P_{gen} power output measured at the generator terminals
- Δp differential pressure taken from the stagnation probe (see Figure B.9)
- p'_{1,tot} taken from the stagnation probe directly as total pressure
- h'₂ measured by tailrace gauge board

Table H.3 – Data measurements (not all tests included)

		1	2	3	4	5
Test	Time	GV %	P _{gen} MW	Δp mbar	p' _{1,tot} kPa	h' ₂ m
zero	10:17	0,0	0,000	0,0	1 134,4	3,30
1a	10:44	22,3	0,428	51,0	1 132,4	3,24
1b	10:47	22,3	0,428	54,2	1 132,4	3,23
1c	10:49	22,3	0,427	54,2	1 132,3	3,24
2a	10:53	31,0	0,840	93,5	1 130,7	3,24
(tests 2b to 7c are not shown)						
8a	11:54	100,0	2,966	615,1	1 112,9	3,06
8b	11:58	100,0	2,988	616,8	1 112,2	3,07
8c	11:59	100,0	2,990	612,3	1 112,6	3,09

H.5.2 Data calculations

Table H.4 gives an example of data calculations based on values from Table H.3.

NOTE The numbers refer to the columns in Table H.4.

The calculated measured discharge shall be calibrated against the discharge from the guarantees so that the index test curve aligns with the guaranteed efficiency curve at the point of optimum efficiency. Therefore the proportional factor is adjusted to $k = 0,121\ 6$.

Using test 8b as an example:

$$\begin{aligned}
 6 \quad Q_{ix} &= 0,121\ 6 \times 616,8^{0,51} &&= 3,220\ \text{m}^3/\text{s} \\
 7 \quad v_1 &= Q_{ix} / A_1 &&= 3,220 / 0,503 &&= 6,40\ \text{m/s} \\
 8 \quad v_2 &= Q_{ix} / A_2 &&= 3,220 / 1,431 &&= 2,25\ \text{m/s} \\
 9 \quad h_{1,tot} &= z'_1 + p'_{1,tot}/g &&= 44,37 + 1\ 112,2 / 9,808\ 6 &&= 157,76\ \text{m} \\
 10 \quad h_{2,tot} &= z'_2 - H'_2 + v_2^2/2g &&= 46,02 - 3,07 + 2,25^2/(2 \times 9,808\ 6) &&= 43,21\ \text{m} \\
 11 \quad H &= h_{1,tot} - h_{2,tot} &&= 157,76 - 43,21 &&= 114,55\ \text{m}
 \end{aligned}$$

From Table H.2 transformer efficiency at test output is 99,0 %.

$$\begin{aligned}
 12 \quad P_{L,tf} &= 2,988 \times 0,01 &&= 0,030\ \text{MW} \\
 13 \quad P_{out} &= P_{gen} - P_{L,tf} - P_{L,ax} = 2,988 - 0,030 - 0 &&= 2,958\ \text{MW} \\
 14 \quad \eta_{plant} &= P_{out} \times 10^8 / (H \times g \times \rho \times Q_{ix}) \\
 &= 2,958 \times 10^8 / (114,55 \times 9,808\ 6 \times 1\ 000,4 \times 3,220) &&= 81,72\%
 \end{aligned}$$

Table H.4 – Calculation of results

		6	7	8	9	10	11	12	13	14
Test	Time	Q_{ix} m ³ /s	v_1 m/s	v_2 m/s	$H_{1,tot}$ m	$H_{2,tot}$ m	H m	$P_{L,tf}$ MW	P_{out} MW	η_{plant} %
zero	10:17	0,000	0,00	0,00	160,02	42,72	117,30	0,000	0,000	
1a	10:44	0,903	1,80	0,63	159,82	42,80	117,02	0,013	0,415	40,03
1b	10:47	0,932	1,85	0,65	159,82	42,81	117,01	0,013	0,415	38,81
1c	10:49	0,932	1,85	0,65	159,81	42,80	117,01	0,013	0,414	38,72
2a	10:53	1,230	2,45	0,86	159,65	42,82	116,83	0,019	0,821	58,21
8a	11:54	3,216	6,39	2,25	157,83	43,22	114,61	0,030	2,936	81,19
8b	11:58	3,220	6,40	2,25	157,76	43,21	114,55	0,030	2,958	81,72
8c	11:59	3,208	6,38	2,24	157,80	43,19	114,61	0,030	2,960	82,04

H.6 Uncertainty

H.6.1 Combination of uncertainties

The following rules are used to combine uncertainties:

$$\eta = \frac{P}{\rho g H Q} \quad \text{gives } f_\eta = \sqrt{f_P^2 + f_H^2 + f_Q^2}$$

$$H = \frac{P}{\rho} - z + \frac{v^2}{2g} \quad \text{gives } f_H = \frac{e_H}{H} = \frac{\sqrt{e_{P/\rho}^2 + e_z^2 + e_{v^2/2g}^2}}{H} \quad \text{where } e_{v^2/2g} = \frac{v^2}{g} f_v$$

$$P_R = P_t \left(\frac{H_R}{H} \right)^{1,5} \quad \text{gives } f_{P,R} = \sqrt{f_{P,t}^2 + (1,5 f_H)^2}$$

H.6.2 Random uncertainty

The data acquired during each test run is used to calculate random uncertainties and plot the trend (see 9.3.1). The test run is repeated if the observed value of random uncertainty was greater than 0,10 %. Hence, for head and power, the random uncertainty was assumed to be 0,10 %.

H.6.3 Systematic and overall uncertainty

H.6.3.1 Head

The overall uncertainty for the calculation of upstream pressure using a transducer is taken from Figure 27 (this includes uncertainty of the velocity component).

Upstream pressure reading $H'_{1,tot} = 1\,112,2 / 9,808\,6 = 113,4 \text{ m}$

For $v = 6,40 \text{ m/s}$ and $H = 113,4 \text{ m}$ $f_{H'_{1,tot}} = \pm 0,22 \%$

Error in upstream pressure reading $e_{H'_{1,tot}} = 113,4 \times 0,002\,2 = 0,249 \text{ m}$

The overall uncertainty for the calculation of downstream pressure using a gauge board is similar to the uncertainties in 9.4.2.1.

Error associated with setting of geodetic datum $e_{z_2} = \pm 0,010 \text{ m}$

Error associated with measuring gauge board $e_{H_2} = \pm 0,012 \text{ m}$

The uncertainty related to the downstream velocity head has also to be added.

NOTE The upstream velocity head does not have to be taken into account in this particular case because the pressure was measured using the stagnation probe i.e. the velocity is zero at the pressure tapping.

Overall uncertainty on index flow (see Figure 28) $f_{Q,ix} = \pm 0,32 \%$

Error associated with velocity head component $e_{v^2/2g} = \frac{v^2}{g} f_Q$

Error associated with downstream velocity head $e_{v_1^2/2g} = \frac{2,25^2}{9,808 \ 6} \times 0,003 \ 2 = 0,001 \ 6 \text{ m}$

Overall uncertainty in head measurement

$$f_H = \pm \frac{\sqrt{0,249^2 + 0,010^2 + 0,020^2 + 0,001 \ 6^2}}{157,76 - 43,21} \times 100 = \pm 0,22 \%$$

H.6.3.2 Power output

The plant power output is calculated indirectly from measuring the power output at the generator terminals. The transformer losses have therefore to be subtracted from the generator output power to calculate the plant power output. There are no auxiliary power losses.

Systematic uncertainties associated with measurement of generator power output:

- Digital power meter (power analyser) $f_{PM} = \pm 0,20 \%$
- Potential transformer $f_{PT} = \pm 0,30 \%$
- Current transformer $f_{CT} = \pm 0,30 \%$

Systematic uncertainty of generator power output $f_{P,gen,sys} = \pm \sqrt{0,20^2 + 0,30^2 + 0,30^2} = 0,47 \%$

Random uncertainty of generator power output $f_{P,ra} = \pm 0,10 \%$

Overall uncertainty of generator power output $f_{P,gen} = \pm \sqrt{0,47^2 + 0,10^2} = 0,48 \%$

Measured generator power output $P_{gen} = 2 \ 988 \text{ kW}$

Error in generator power output measurement $e_{P,gen} = 2 \ 988 \times 0,0048 = 14,3 \text{ kW}$

Transformer power loss $P_{L,tf} = 30 \text{ kW}$

Overall uncertainty in transformer loss calculation $f_{L,tf} = \pm 10 \%$

Error in transformer loss calculation $e_{L,tf} = 30 \times 0,1 = 3,0 \text{ kW}$

Overall uncertainty in plant power output

$$f_{(P)} = \frac{\sqrt{e_{P,gen}^2 + e_{L,tf}^2 + e_{L,ax}^2}}{P_{gen} - P_{L,tf} - P_{L,ax}}$$

$$f_{(P)} = \pm \frac{\sqrt{14,3^2 + 3,0^2}}{2\,988 - 30} \times 100 = \pm 0,49 \%$$

For guarantee purposes the power output has to be transposed to the rated head, refer to 8.2.3, and therefore the uncertainty in head measurement has to be included as follows:

Overall uncertainty for plant power output

$$f_{P,out,R} = \sqrt{f_{(P)}^2 + (1,5 \times f_H)^2}$$

$$\sqrt{0,49^2 + (1,5 \times 0,22)^2} = \pm 0,59 \%$$

H.7 Comparison with specified guarantee to result

H.7.1 Class A: maximum generator power output

The mean plant output and mean net head for tests 8a to 8c are as follows:

	H = 114,59 m	P _{out,M}	= 2,952 MW
Measured test transposed to rated head (8.2.3)	H = 115,00 m	P _{out,R}	= 2,967 MW
Guaranteed plant output at rated head	H = 115,00 m	P _{out,sp}	= 2,870 MW

Conclusions

- The measured power output is +3,4 % greater than the specified guarantee.
- The uncertainty in the power output value is ±0,59 %.
- The guarantee of maximum generator power output is met.

H.7.2 Class B: shape control of the turbine-generator characteristic

The results of measurement tests 1a to 8c are plotted against the guaranteed data, (see Figure H.1). The guaranteed data are taken from the hill curve (see Figure 19) with one turbine running at the actual measured head.

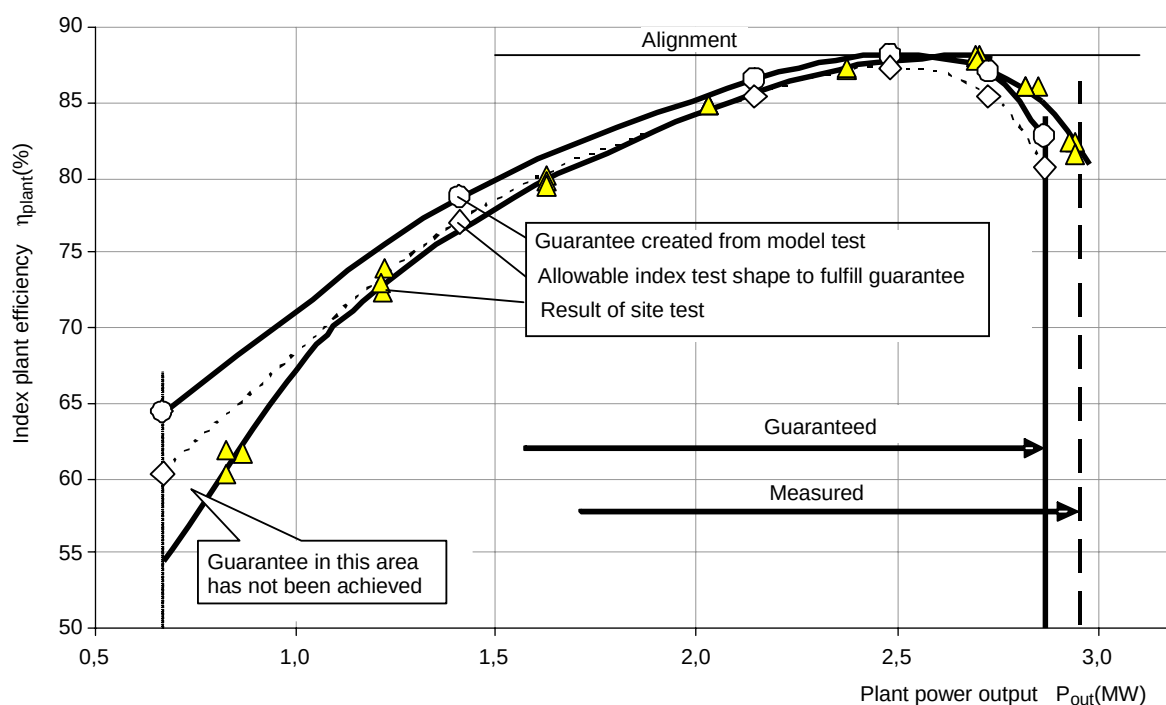


Figure H.1 – Comparison of measured index efficiency with the guaranteed values

The shape at full load shows that the turbine performance is better than expected. However, at partial load, the measured line is less than the guarantee.

By shifting the guarantee points +3 % (see 8.1.4 and Figure 20), most of the line hits the guarantee. The guarantee will be fulfilled if the gain at full load outweighs the loss at partial load, but this shall be mutually agreed by all parties.

Annex I (informative)

Cam correlation test

I.1 General

A procedure, similar to the one used for index tests, should be applied to verify the proper cam correlation of a double-regulated unit (Kaplan or bulb turbine). This test has the aim to correlate the openings of both the guide vanes and runner blades in order to obtain the best performance from the unit.

Generally, the best correlation changes with the head. If the plant is designed to operate over a wide range of head, a 3-dimensional cam (runner blade, guide vane and head) is required.

The cam is based on homologous model tests and is verified by site measurements, as model tests generally do not reproduce the exact intake configuration.

I.2 Test procedures

The test procedure should be implemented as follows.

- a) The unit shall be started and operated until all temperatures indicated on the unit's temperature recorder have stabilized before starting the measurements.
- b) The main procedure is to set the runner blade opening and to vary the guide vane opening in steady steps. Single blade relative efficiency curves (propeller curves) can be obtained as shown in Figure I.1.
- c) Before starting the test, the differential pressure for determination the index-discharge, has to be adjusted in the following way:
 - set the turbine to 75 % P_{gen} and start a measurement for P_{gen} and H as absolute values;
 - determine the discharge Q_{ix} according to the hill chart for the measured power output and head and define the coefficient and exponent for the Index discharge.
- d) The test runs should be made at constant time intervals, as follows:
 - set the runner blade to the first opening, e.g. 20 % and $GV = 37\%$, “on-cam”;
 - change the governor to auxiliary control for manual adjustment of guide vane and blade angle positions separately;
 - reduce the guide vane opening by about –6 % to $GV = 31\%$, “off-cam”;
 - repeat the following procedure 5 to 7 times until the propeller curve has exceeded the optimum;
 - allow the hydraulics to stabilize;
 - take the required measurements and record all necessary signals;
 - increase the guide vane to the next position, say +2 % to $GV = 33\%$.
- g) Repeat the procedure given in d) for about 6 to 8 different runner blade openings as follows:
 - change governor to automatic control “on-cam”;
 - set the runner blade to the next position, e.g. 30 %.

The governor should be returned to automatic control again once the test is complete.

The best correlation between runner blade and guide vane opening is the one that corresponds to the enveloping curve of the peak efficiencies, see Figure I.1.

For $RB = 55\% \rightarrow GV_{opt} = 62\%$.

Using the site test results to adjust the model predictions for other operating heads, a new 3-dimensional cam correlation $GV = f(RB, H)$ can be derived and can be replicated in the governor. See Figure I.2.

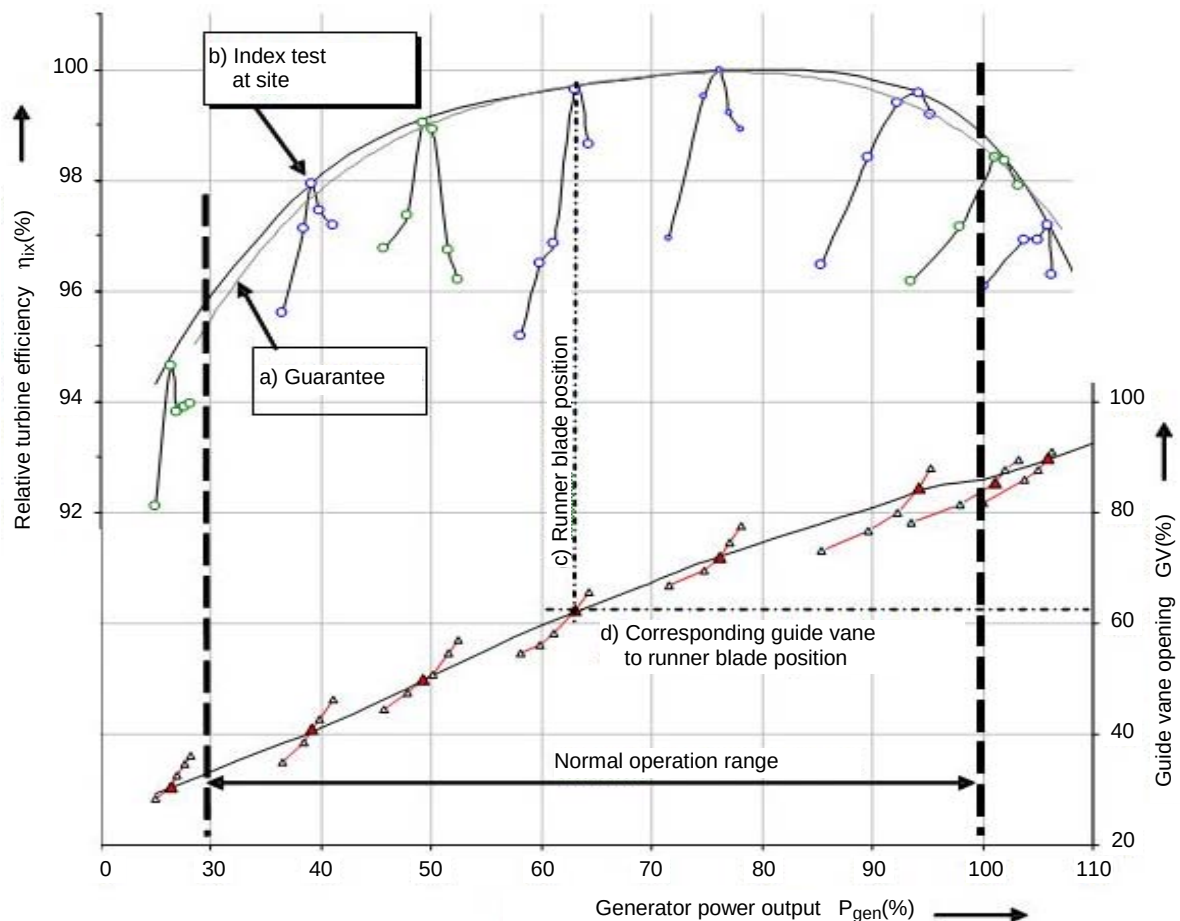


Figure I.1 – Index measurement to optimize the efficiency

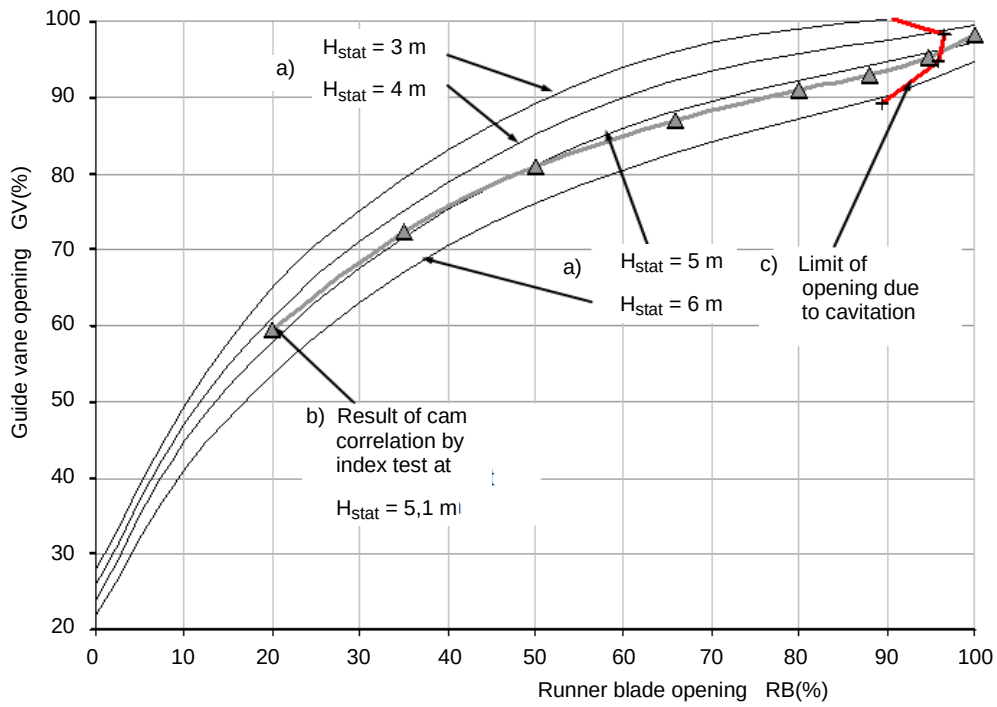


Figure I.2 – Three dimensional cam correlation

Bibliography

The following standards are not referenced in this standard, but are suggested for general guidance on the subjects contained in this standard:

IEC 60545, *Guide for commissioning, operation and maintenance of hydraulic turbines*

IEC 60994, *Guide for field measurements of vibrations and pulsations in hydraulic machines (turbines, storage pumps and pump-turbines)*

IEC 61116, *Electromechanical equipment guide for small hydroelectric installations*

IEC 61260, *Electroacoustics – Octave-band and fractional-octave-band filters*

IEC/TR 61364, *Nomenclature for hydroelectric powerplant machinery*

ISO 555 (all parts), *Liquid flow measurement in open channels – Dilution methods for measurement of steady flow*

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

ISO 2954, *Mechanical vibration of rotating and reciprocating machinery – Requirements for instruments for measuring vibration severity*

ISO 2975 (all parts), *Measurement of water flow in closed conduits – Tracer methods*

ISO 3354, *Measurement of clean water flow in closed conduits – Velocity-area method using current-meters in full conduits and under regular flow conditions*

ISO 3455, *Hydrometry – Calibration of current-meters in straight open tanks*

ISO 3966, *Measurement of fluid flow in closed conduits – Velocity area method using Pitot static tubes*

ISO 4373, *Hydrometry – Water-level measuring devices*

ISO 5167 (all parts), *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full*

ISO 7919 (all parts), *Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria*

ISO 10816 (all parts), *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts*

ASME PTC 18, *Hydraulic Turbine and Pump-Turbines performance test codes*, ASME International, published 2002-01.

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS.....	116
1 Domaine d'application	118
2 Références normatives.....	118
3 Termes, définitions et schéma d'un aménagement	119
3.1 Termes et définitions	119
3.2 Schéma d'un aménagement hydroélectrique.....	120
4 Nature et étendue des garanties.....	121
4.1 Groupage des classes A, B, C.....	121
4.1.1 Généralités.....	121
4.1.2 Conditions du contrat.....	122
4.2 Domaine d'application de la garantie de performance.....	122
4.2.1 Généralités.....	122
4.2.2 Classe A: Puissance maximale en sortie	122
4.2.3 Classe B: Essai indiciel	122
4.2.4 Classe C: Rendement de la turbine	122
4.2.5 Interprétation des pertes.....	123
4.3 Domaine d'application des essais.....	123
4.3.1 Essais de sécurité:	123
4.3.2 Essais de fonctionnement et de fiabilité.....	123
4.3.3 Essai de performance.....	123
4.4 Aptitude.....	124
4.5 Garantie	125
5 Essais de sécurité (mise en service).....	125
5.1 Essais avant le démarrage	125
5.2 Dispositifs de fermeture.....	126
5.2.1 Généralités.....	126
5.2.2 Porte de prise d'eau ou vanne	126
5.2.3 Vanne d'entrée	126
5.2.4 Distributeur (turbines Francis et Kaplan).....	126
5.2.5 Injecteur et déflecteur (turbines Pelton et Turgo)	127
5.3 Fonctionnement et contrôle de la première période de fonctionnement.....	128
5.4 Fonctionnement des paliers à la vitesse nominale	128
5.5 Arrêt d'urgence (marche à vide)	129
5.6 Protection électrique	129
5.7 Essais de survitesse.....	130
5.8 Essais d'emballement.....	130
5.9 Essais de variation de pression transitoire, de déclenchement d'urgence et de suppression de charge	131
5.9.1 Conditions générales.....	131
5.9.2 Essai des directrices ou injecteur	132
5.9.3 Essai de la vanne d'admission.....	133
5.9.4 Essai de la soupape de sécurité	133
5.9.5 Surpression	133
5.10 Quantités mesurées	134
5.10.1 Pression	134
5.10.2 Vitesse	134

5.10.3	Composants de contrôle	135
6	Essais de fonctionnement et essais de fiabilité (mise en service)	135
6.1	Généralités.....	135
6.2	Stabilité de température des pièces tournantes	135
6.2.1	Généralités.....	135
6.2.2	Garanties de température	136
6.3	Systèmes de contrôle de la vitesse	136
6.3.1	Généralités.....	136
6.3.2	Groupe sans régulation	137
6.3.3	Groupe avec régulateur de vitesse	137
6.3.4	Groupe avec régulateur de tension	138
6.3.5	Groupe avec un élément de contrôle	138
6.3.6	Mesures réalisées lors de l'essai du système de contrôle	139
6.4	Contrôle de la corrélation des cames.....	139
7	Garanties et essais de performance	139
7.1	Généralités.....	139
7.2	Puissance maximale à la sortie du générateur (transformateur) en fonction de la hauteur de charge nette.....	140
7.2.1	Garantie	140
7.2.2	Appareils de mesure.....	140
7.3	Essai indiciel	141
7.3.1	Généralités.....	141
7.3.2	Mesure du débit indiciel.....	142
7.3.3	Contrôle de forme.....	142
7.3.4	Rendement indiciel de l'aménagement	143
7.3.5	Optimisation de la corrélation des cames	144
7.4	Rendement de la turbine	144
7.4.1	Détermination du rendement par mesurage du débit.....	144
7.4.2	Détermination du rendement par la méthode thermodynamique	145
7.5	Correction du rendement en utilisant la courbe du modèle.....	145
8	Calcul des résultats et comparaison avec les garanties	148
8.1	Généralités.....	148
8.1.1	Données du site	148
8.1.2	Valeurs mesurées (lectures)	148
8.1.3	Effet d'échelle dû à la température de l'eau	149
8.1.4	Modification des caractéristiques de l'aménagement	149
8.2	Puissance	150
8.2.1	Mesure de puissance en sortie de l'aménagement.....	150
8.2.2	Mesure de puissance en sortie de la génératrice	150
8.2.3	Mesure de puissance en sortie de la turbine	150
8.3	Rendement relatif de la turbine (essai indiciel)	150
8.3.1	Généralités.....	150
8.3.2	Débit relatif.....	150
8.3.3	Garantie sur la forme des caractéristiques de l'aménagement	151
8.3.4	Rendement indiciel relatif de l'aménagement.....	152
8.4	Rendement absolu de la turbine	152
8.4.1	Généralités.....	152
8.4.2	Débit absolu	152

8.4.3	Garantie du rendement de l'aménagement et comparaison avec les résultats	152
9	Analyse des erreurs.....	153
9.1	Généralités.....	153
9.2	Estimation de l'incertitude systématique (erreur systématique).....	153
9.2.1	Généralités.....	153
9.2.2	Incertainitudes systématiques typiques	153
9.2.3	Incertainitude systématique pour des turbines utilisées comme indicateur de débit.....	154
9.3	Estimation de l'incertitude aléatoire (précision)	154
9.3.1	Mesures en un seul point de fonctionnement	154
9.3.2	Mesures sur toute la plage de fonctionnement.....	156
9.4	Évaluation des incertitudes.....	158
9.4.1	Généralités.....	158
9.4.2	Hauteur de charge.....	158
9.4.3	Puissance.....	159
9.4.4	Mesures dans le cadre de l'essai indiciel	161
9.4.5	Détermination du rendement par mesure du débit.....	164
9.4.6	Détermination du rendement par la méthode thermodynamique	164
10	Autres garanties	164
10.1	Cavitation.....	164
10.1.1	Généralités.....	164
10.1.2	Méthodes de mesure	165
10.1.3	Comparaison avec les garanties spécifiées	165
10.2	Bruit	166
10.2.1	Généralités.....	166
10.2.2	Méthodes de mesure	166
10.2.3	Comparaison avec les garanties spécifiées	167
10.3	Vibrations.....	167
10.3.1	Généralités.....	167
10.3.2	Mesures et méthodes de mesure	167
10.3.3	Comparaison avec les garanties spécifiées	168
Annexe A (normative)	Termes, définitions, symboles et unités.....	170
Annexe B (normative)	Définition de la hauteur de charge.....	178
Annexe C (normative)	Méthodes de mesure de la vitesse	191
Annexe D (normative)	Mesurage de la puissance.....	192
Annexe E (normative)	Méthodes de mesurage du débit.....	196
Annexe F (informative)	Données de l'aménagement	209
Annexe G (informative)	Mise en service.....	211
Annexe H (informative)	Calcul du rendement pour l'essai de performance	213
Annexe I (informative)	Essai de corrélation des cames	220
Bibliographie.....		223
Figure 1 – Schéma d'un aménagement hydroélectrique (système « de l'eau jusqu'aux câbles »).....		120
Figure 2 – Période de garantie.....		125
Figure 3 – Mesures des efforts des servomoteurs des directrices et pales (Kaplan en ligne)		126

Figure 4 – Evaluation des caractéristiques de fermeture des aubes directrices	127
Figure 5 – Efforts de manœuvre du servomoteur du pointeau	127
Figure 6 – Démarrage automatique – Synchronisation – Essai marche à vide (turbine Kaplan)	128
Figure 7 – Arrêt d'urgence dans le cas d'un essai de marche à vide (turbine Kaplan)	129
Figure 8 – Essai d'emballement (turbine Kaplan)	131
Figure 9 – Arrêt d'urgence suite à un défaut électrique	132
Figure 10 – Arrêt d'urgence suite à un défaut mécanique.....	132
Figure 11 – Arrêt d'urgence suite à une défaillance du régulateur	133
Figure 12 – Évaluation de la surpression maximale.....	134
Figure 13 – Stabilité de température, enregistrement depuis le fonctionnement sans charge jusqu'aux conditions de fonctionnement stables	136
Figure 14 – Vérification du régulateur de vitesse, sans charge.....	137
Figure 15 – Puissance de sortie maximale: procédure de comparaison de la puissance mesurée à la hauteur de charge nette réelle avec la valeur garantie	141
Figure 16 – Comparaison de la forme des caractéristiques de la turbine par rapport à la garantie	143
Figure 17 – Exemple d'une bande de commutation optimisée pour un fonctionnement avec une et deux turbines	144
Figure 18 – Essai de rendement: procédure de comparaison du rendement garanti de la turbine par rapport aux résultats de mesure du prototype, y compris les incertitudes globales	145
Figure 19 – Diagramme des collines de rendement – Exemples de pertes de hauteur de charge avec un ou deux groupes en fonctionnement utilisant la même conduite forcée	147
Figure 20 – Glissement des courbes de performance.....	149
Figure 21 – Variation du facteur k et de l'exposant x sur le rendement indiciel de la turbine	151
Figure 22 – Incertitudes aléatoires sur un point de fonctionnement unique, exemple pour la variation et la fluctuation de pression dans une conduite forcée	156
Figure 23 – Détection de valeurs aberrantes: exemple pour trouver le décalage et les erreurs de lecture par tracé des mêmes données sous forme linéaire ou logarithmique	156
Figure 24 – Exemple de points dispersés avec une fonction de deuxième ordre	157
Figure 25 – Points dispersés lissés par un ajustement individuel sur des sections adjacentes	157
Figure 26 – Incertitude globale sur la mesure de la hauteur de charge à partir de la mesure du niveau d'eau libre pour les turbines de basse chute.....	158
Figure 27 – Incertitude globale sur la hauteur de charge dans une conduite fermée	159
Figure 28 – Incertitudes globales estimées sur la mesure de débit indiciel en fonction de la pression différentielle	163
Figure 29 – Plage de fonctionnement et limites de cavitation	165
Figure A.1 – Fluctuation de la pression transitoire au niveau de la section de référence haute pression de la turbine, lorsqu'une charge spécifiée est soudainement supprimée.....	175
Figure A.2 – Fluctuation de la pression transitoire au niveau de la section de référence haute pression de la turbine, lorsqu'une charge spécifiée est soudainement acceptée.....	176
Figure B.1 – Sections de référence et de mesure côté haute pression	179
Figure B.2 – Section de mesure au niveau de la galerie d'évacuation	180
Figure B.3 – Section de mesure au niveau du tube d'aspiration	180

Figure B.4 – Définition des sections de mesure	181
Figure B.5 – Turbine Kaplan à arbre horizontal	182
Figure B.6 – Turbine Kaplan à arbre vertical	182
Figure B.7 – Turbine Francis en canal ouvert et arbre vertical	183
Figure B.8 – Turbine Francis à arbre horizontal	183
Figure B.9 – Turbine Francis à arbre vertical, avec tubes de Pitot	184
Figure B.10 – Turbine Francis à arbre horizontal avec pression côté aspiration	184
Figure B.11 – Turbine Pelton à arbre horizontal	185
Figure B.12 – Turbine Pelton à arbre vertical	185
Figure B.13 – Turbine Turgo à arbre horizontal	186
Figure B.14 – Turbine Turgo à arbre vertical	186
Figure B.15 – Turbine crossflow à arbre horizontal avec tube d'aspiration	187
Figure B.16 – Turbine crossflow avec arbre horizontal sans tube d'aspiration	187
Figure B.17 – Spécifications pour les prises de pression statiques	188
Figure B.18 – Exemple: débit en fonction de l'ouverture du distributeur	190
Figure C.1 – Survitesse et emballlement	191
Figure D.1 – Pertes typiques d'un générateur synchrone	193
Figure D.2 – Générateur asynchrone: facteur de puissance typique et glissement	194
Figure D.3 – Mesure de puissance utilisant la méthode des deux wattmètres	194
Figure D.4 – Mesure de puissance utilisant la méthode des trois wattmètres	195
Figure E.1 – Installations typiques des transducteurs à ultrasons	198
Figure E.2 – Equipement pour la méthode pression-temps	199
Figure E.3 – Exemple de diagramme pression-temps pour une conduite à section constante	200
Figure E.4 – Exemple de diagramme pression-temps pour une conduite à section variable	200
Figure E.5 – Exemple de diagramme pression-temps pour une combinaison de conduites à sections constante et variable entre plusieurs sections	201
Figure E.6 – Emplacement des prises de pression pour la détermination du débit par la mesure de la pression différentielle	207
Figure E.7 – Emplacement des prises de pression pour la détermination du débit par la mesure de la pression différentielle sur une turbine bulbe	208
Figure E.8 – Emplacement des prises de pression pour la méthode Winter-Kennedy de mesurage du débit à travers une turbine équipée d'une bache spirale en acier	208
Figure H.1 – Comparaison du rendement indiciel mesuré avec les valeurs garanties	218
Figure I.1 – Mesure indicielle pour optimiser le rendement	221
Figure I.2 – Corrélation des cames en deux dimensions	222
Tableau 1 – Domaine d'application des classes A, B et C	121
Tableau 2 – Vitesses d'emballlement maximales (n_{run}) exprimées en pourcentage de la vitesse nominale	130
Tableau 3 – Paramètres d'essais de performance	140
Tableau 4 – Méthodes de mesure du débit indiciel	142
Tableau 5 – Données du site	148
Tableau 6 – Incertitudes systématiques en pleine charge	153

Tableau 7 – Incertitudes systématiques du débit en fonction de l'ouverture de la turbine	154
Tableau 8 – Incertitudes globales sur la forme des caractéristiques de la turbine par rapport au rendement garanti.....	162
Tableau 9 – Données utilisées dans la Figure 28	164
Tableau 10 – Limites de l'endommagement par cavitation	166
Tableau A.1 – Masse volumique de l'eau	176
Tableau E.1 – Choix de la méthode de mesure du débit.....	196
Tableau E.2 – Évaluation du facteur de conduite forcée avec estimation de l'incertitude systématique	205
Tableau H.1 – Garanties sur le rendement indiciel de l'aménagement.....	213
Tableau H.2 – Données du transformateur.....	214
Tableau H.3 – Mesures (tous les essais ne sont pas inclus)	215
Tableau H.4 – Calcul des résultats	216

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

MACHINES HYDRAULIQUES – ESSAIS DE RÉCEPTION DES PETITS AMÉNAGEMENTS HYDROÉLECTRIQUES

AVANT-PROPOS

- 1) La Commission Electrotechnique Internationale (CEI) est une organisation mondiale de normalisation composée de l'ensemble des comités électrotechniques nationaux (Comités nationaux de la CEI). La CEI 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, la CEI – 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 la CEI"). 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 la CEI, participent également aux travaux. La CEI 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 la CEI concernant les questions techniques représentent, dans la mesure du possible, un accord international sur les sujets étudiés, étant donné que les Comités nationaux de la CEI intéressés sont représentés dans chaque comité d'études.
- 3) Les Publications de la CEI se présentent sous la forme de recommandations internationales et sont agréées comme telles par les Comités nationaux de la CEI. Tous les efforts raisonnables sont entrepris afin que la CEI s'assure de l'exactitude du contenu technique de ses publications; la CEI 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 la CEI s'engagent, dans toute la mesure possible, à appliquer de façon transparente les Publications de la CEI dans leurs publications nationales et régionales. Toutes divergences entre toutes Publications de la CEI et toutes publications nationales ou régionales correspondantes doivent être indiquées en termes clairs dans ces dernières.
- 5) La CEI 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 la CEI. La CEI 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 la CEI, 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 la CEI, 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 la CEI ou de toute autre Publication de la CEI, 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 la CEI peuvent faire l'objet de droits de propriété intellectuelle ou de droits analogues. La CEI ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de propriété et de ne pas avoir signalé leur existence.

La Norme internationale CEI 62006 a été établie par le comité d'études 4 de la CEI: Turbines hydrauliques.

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

FDIS	Rapport de vote
4/254/FDIS	4/257/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.

Cette publication a été rédigée selon les Directives ISO/CEI, Partie 2.

Le comité a décidé que le contenu de cette publication ne sera pas modifié avant la date de stabilité indiquée sur le site web de la CEI sous "<http://webstore.iec.ch>" dans les données relatives à la publication recherchée. A cette date, la publication sera

- reconduite,
- supprimée,
- remplacée par une édition révisée, ou
- amendée.

IMPORTANT – Le logo "colour inside" qui se trouve sur la page de couverture de cette publication indique qu'elle contient des couleurs qui sont considérées comme utiles à une bonne compréhension de son contenu. Les utilisateurs devraient, par conséquent, imprimer cette publication en utilisant une imprimante couleur.

MACHINES HYDRAULIQUES – ESSAIS DE RÉCEPTION DES PETITS AMÉNAGEMENTS HYDROÉLECTRIQUES

1 Domaine d'application

La présente Norme internationale définit les essais, les méthodes de mesure et les conditions de garantie contractuelles relatifs aux essais de réception sur site des machines générant l'énergie dans les petits aménagements hydroélectriques. Elle s'applique aux installations comportant des turbines à impulsion ou à réaction d'une puissance allant jusqu'à 15 MW environ et d'un diamètre de référence de 3 m environ. Le générateur peut être de type synchrone ou asynchrone.

La présente Norme internationale contient des informations relatives à la plupart des essais requis pour la réception des turbines hydrauliques tels que les essais pour approuver la sécurité, les essais de fonctionnement et de fiabilité, ainsi que les essais de vérification des conditions de cavitation, de bruit et de vibration, s'ils sont exigés.

La présente norme présente les méthodes types utilisées pour les petits aménagements hydroélectriques, et se divise en trois classes, comme suit (voir Tableau 1 pour de plus amples renseignements):

Classe A:	Programme d'essai normal (relevés sur le panneau de contrôle) Pour déterminer la puissance maximale fournie par l'installation.	Par défaut
Classe B:	Programme d'essai étendu Pour déterminer les caractéristiques de l'aménagement en matière de performances.	Recommandé
Classe C:	Programme d'essai complet. Pour déterminer le rendement absolu de l'aménagement.	Optionnel

NOTE Toutes les classes comportent des essais de sécurité, des essais de fonctionnement et des essais de fiabilité.

La présente norme fournit toutes les références nécessaires au contrat afin de réaliser l'essai, d'évaluer, de calculer et de comparer le résultat par rapport à la garantie pour toutes les classes: A, B et C.

Le fabricant ou l'ingénieur-conseil est chargé de s'assurer que les raccordements normalisés sont en place afin de réaliser les essais. La présente norme ne couvre pas les détails structurels d'un aménagement hydroélectrique ou de ses composants.

2 Références normatives

Les documents de référence suivants sont indispensables pour l'application 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).

CEI 60041:1991, *Essais de réception sur place des turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines, en vue de la détermination de leurs performances hydrauliques*

CEI 60193, *Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines – Essais de réception sur modèle*

CEI 60308, *Turbines hydrauliques – Essais des systèmes de régulation*

CEI 60609 (toutes les parties), *Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines – Evaluation de l'érosion de cavitation*

CEI 60651, *Sonomètres*

CEI 61362, *Guide pour la spécification des régulateurs des turbines hydrauliques*

ISO 1680, *Acoustique – Code d'essai pour le mesurage du bruit aérien émis par les machines électriques tournantes*

ISO 1940-1:2003, *Vibrations mécaniques – Exigences en matière de qualité dans l'équilibrage pour les rotors en état (rigide) constant – Partie 1: Spécifications et vérification des tolérances d'équilibrage*

ISO 3746, *Acoustique – Détermination des niveaux de puissance acoustique émis par les sources de bruit à partir de la pression acoustique – Méthode de contrôle employant une surface de mesure enveloppante au-dessus d'un plan réfléchissant*

ISO 4412 (toutes les parties), *Transmissions hydrauliques – Code d'essai pour la détermination du niveau de bruit aérien*

ISO 5168, *Mesure de débit des fluides – Procédures pour le calcul de l'incertitude*

ISO 7919-5:2005, *Vibrations mécaniques – Evaluation des vibrations des machines par mesurages sur les arbres tournants – Partie 5: Machines équipant les centrales hydroélectriques et les stations de pompage*

ISO 10816-3:2003, *Vibrations mécaniques – Évaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes – Partie 3: Machines industrielles de puissance nominale supérieure à 15 kW et de vitesse nominale de fonctionnement entre 120 r/min et 15 000 r/min, lorsqu'elles sont mesurées in situ*

ANSI/IEEE 810, *Turbines électriques et génératrices, accouplements intégralement forgés et tolérances d'emballément*

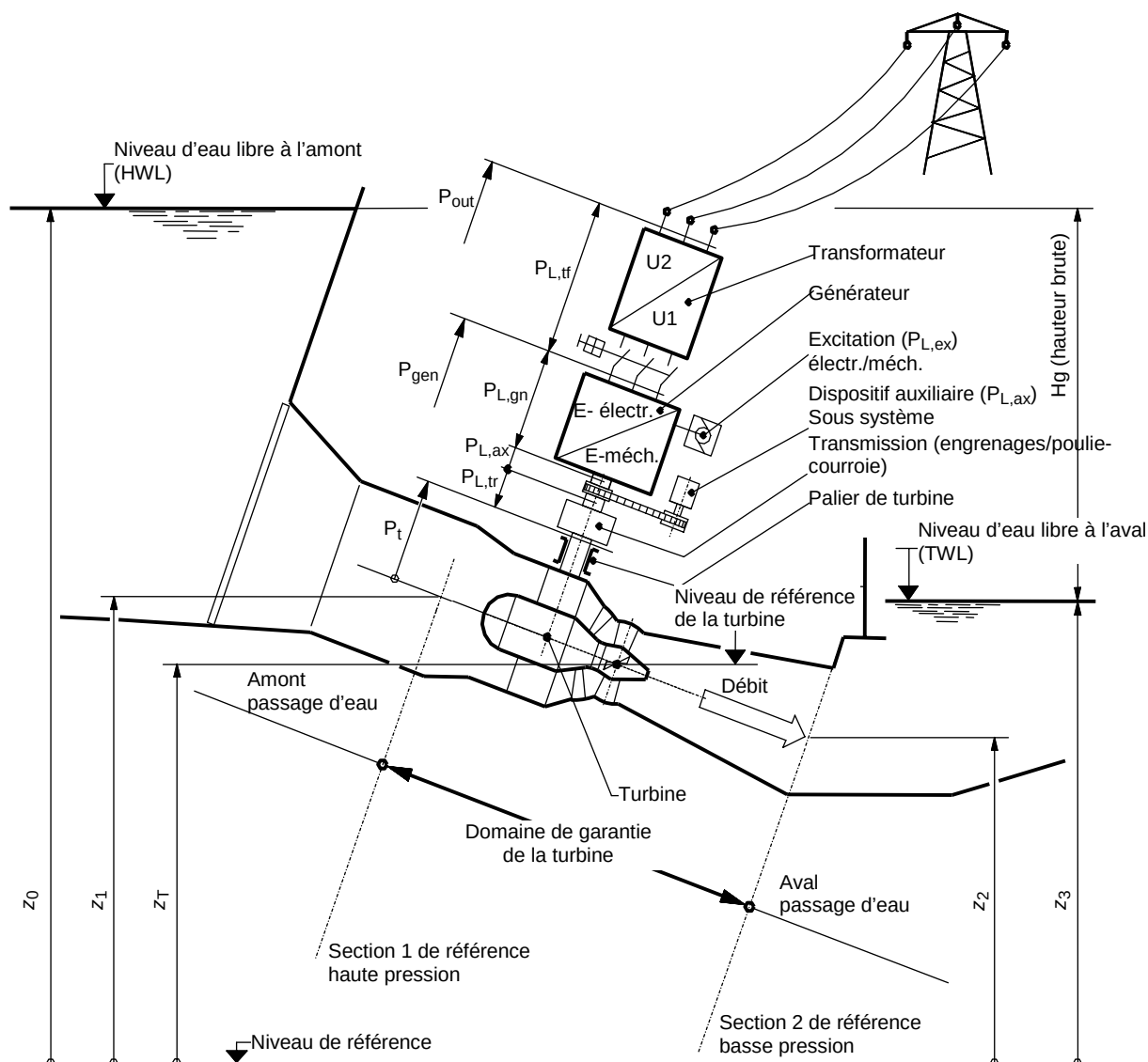
3 Termes, définitions et schéma d'un aménagement

3.1 Termes et définitions

Une liste complète des termes et définitions est donnée à l'Annexe A.

3.2 Schéma d'un aménagement hydroélectrique

En général, on observe trois domaines hydrauliques consécutifs dans un aménagement hydroélectrique, comme le montre la Figure 1 ci-dessous. Il s'agit du passage d'eau en amont, du domaine de garantie de la turbine, et du passage d'eau en aval.



NOTE Les pertes rencontrées dans le passage d'eau en amont et en aval ne font pas partie des pertes de la turbine. Cependant, elles peuvent influencer les conditions hydrauliques dans le domaine de garantie de la turbine et réduire le rendement de la turbine. Seules les pertes d'énergie dans la section de garantie de la turbine seront prises en compte lors de la mesure du rendement d'une turbine. S'il n'est pas possible de mesurer l'énergie dans les sections 1 et 2 de référence, il convient que la section de mesure soit changée en accord avec toutes les parties.

La définition des sections de référence 1 et 2 et celle de la hauteur de charge nette et de l'énergie spécifique pour les petites turbines les plus courantes sont données en Annexe B.

**Figure 1 – Schéma d'un aménagement hydroélectrique
(système «de l'eau jusqu'aux câbles»)**

4 Nature et étendue des garanties

4.1 Groupage des classes A, B, C

4.1.1 Généralités

Le domaine d'application des classes de mesures est présenté dans le Tableau 1.

Tableau 1 – Domaine d'application des classes A, B et C

Classe A Programme d'essai normal (relevés sur le panneau de contrôle)				
Classe B Programme d'essai étendu				
Classe C Programme d'essai complet				
Mesures réalisées en fonction de la classe	C	B	A	Article
Essais de sécurité (mise en service)				5
Essais avant démarrage (essai à sec)	oui	oui	oui	5.1
Dispositifs de fermeture (essais à sec et en eau)	oui	oui	oui	5.2
Premier démarrage, fonctionnement et contrôle (essais en eau)	oui	oui	oui	5.3
Fonctionnement des paliers à la vitesse nominale	oui	oui	oui	5.4
Arrêt d'urgence (marche à vide)	oui	oui	oui	5.5
Protection électrique	oui	oui	oui	5.6
Essais de survitesse	oui	oui	oui	5.7
Essais d'emballlement	non/opt.	non/opt.	non/opt.	5.8
Suppression: essais de déclenchement d'urgence et de suppression de charge	oui	oui	oui	5.9
Essais de fonctionnement et de fiabilité (mise en service)				6
Stabilité des températures des parties tournantes	oui	oui	oui	6.2
Systèmes de régulation de la vitesse	oui/opt.	oui/opt.	oui/opt.	6.3
Contrôle de la loi de conjugaison (turbines à double réglage)	oui	oui	oui	6.4
Garanties sur les performances et essais				7
Puissance maximale en sortie du générateur (transformateur)	a	a	oui	7.2
Essai indiciel				7.3
- de la forme des caractéristiques de la turbine	a	oui	–	7.3.3
- de l'indice de rendement de l'installation	a	oui	–	7.3.4
- pour optimiser la loi de conjugaison pour les turbines à double réglage	a	a	a	7.3.5
Rendement de la turbine:				7.4
- par la mesure du débit	oui	–	–	7.4.1
- par la méthode thermodynamique	oui	–	–	7.4.2
Calcul des résultats et comparaison à la garantie	oui	oui	oui	8
Analyse des erreurs	oui	oui	oui	9
Vérification des autres garanties				10
Cavitation	oui/opt.	oui/opt.	oui/opt.	10.1
Bruit	non/opt.	non/opt.	non/opt.	10.2
Vibrations	non/opt.	non/opt.	non/opt.	10.3

NOTE Les définitions utilisées dans le Tableau 1 sont les suivantes:

oui - peut être nécessaire

oui/opt(ionnel) - normalement oui, mais dépend du type de turbine et des conditions du site

non/opt(ionnel) - normalement non, mais dépend du type de turbine et des conditions du site

a inclus dans d'autres essais

– n'est pas nécessaire

4.1.2 Conditions du contrat

Le contrat spécifie les garanties, le domaine d'application des essais, et la classification des instruments de mesure. Des essais de sécurité doivent toujours être inclus. Les conditions de l'aménagement, de la qualité de l'eau et des niveaux de réglage doivent tous être spécifiés. Voir Annexe F.

4.2 Domaine d'application de la garantie de performance

4.2.1 Généralités

Toutes les garanties concernent le passage hydraulique entre les sections 1 et 2 de référence (domaine de garantie de la turbine) et la hauteur de charge nette correspondante. Les données garanties nécessaires pour chaque classe sont spécifiées ci-dessous:

4.2.2 Classe A: Puissance maximale en sortie

a) Puissance maximale en sortie générateur, y compris pertes de a) à d) de 4.2.5

$$P_{\text{gen, max}} = f(H)$$

b) Puissance maximale en sortie transformateur, y compris pertes de a) à e) de 4.2.5

$$P_{\text{out, max}} = f(H)$$

- Puissance maximale en fonction de la hauteur de charge nette, voir Figure 15
- Débit en fonction de l'ouverture des directrices, voir Figure B.18
- Feuille de raccordements électriques, voir Annexe D

4.2.3 Classe B: Essai indiciel

Contrôle de la forme des caractéristiques de la turbine pour les turbines nouvellement mises en service, et pour les projets de réhabilitation afin de comparer les mesures « avant » et « après » réhabilitation.

a) Contrôle de forme $\eta_{ix} = f(P_t)$

- Forme attendue de la courbe de rendement de l'aménagement, voir Figure 16
- Ecart de formes, voir Figure 16
- Collines de rendements si la hauteur de charge diffère de plus de 3 %, voir Figure 19

b) Indice de rendement de l'installation $\eta_{\text{plant ix}} = f(P_{\text{out}})$

- Collines de rendements, voir Figure 19
- Pertes du générateur, voir Annexe D
- Feuille de raccordements électriques, voir Annexe D

c) Optimisation de la loi de conjugaison pour les turbines à double réglage

- Ouverture préréglée des directrices en fonction de l'ouverture des pales, paramétrée en fonction de la hauteur de charge statique, voir Annexe I

4.2.4 Classe C: Rendement de la turbine

a) Par la mesure du débit

$$\eta_t = f(P_t)$$

b) Par la méthode thermodynamique

$$\eta_t = f(P_t)$$

- Collines de rendements, voir Figure 19
- Pertes du générateur, voir Annexe D
- Feuille de raccordements électriques, voir Annexe D

4.2.5 Interprétation des pertes

Les parties doivent se mettre d'accord sur l'interprétation des pertes causées par les équipements mécaniques et électriques suivants:

- a) les paliers de turbines et équipements supplémentaires,
- b) les dispositifs mécaniques de transmission de puissance comme les engrenages et les courroies,
- c) le générateur y compris les paliers, le système d'excitation, les auxiliaires avec entraînement mécanique ou raccordés de façon électrique,
- d) les auxiliaires avec entraînement mécanique ou électrique,
- e) le transformateur.

Les sous-systèmes et dispositifs suivants ne sont pas pris en compte:

- f) les dispositifs nécessaires à l'assèchement (pompes à boue),
- g) les systèmes de chauffage et/ou de refroidissement temporaires,
- h) tous types d'éclairage.

4.3 Domaine d'application des essais

4.3.1 Essais de sécurité:

Si les contrôles révèlent que le fonctionnement du groupe n'est pas sûr, il convient d'interrompre aussitôt l'exploitation de l'aménagement, jusqu'à ce que le(s) défaut(s) en question soit(en)t localisé(s), évalué(s) et réparé(s).

4.3.2 Essais de fonctionnement et de fiabilité

Une fois que toutes les sécurités ont été testées, et dans les limites permises, l'essai de fonctionnement à durée déterminée peut commencer. La durée de cet essai de fonctionnement est normalement de 72 h au moins.

4.3.3 Essai de performance

4.3.3.1 Conditions générales des essais

- a) Méthode de mesure: les méthodes à utiliser doivent être consignées dans la procédure générale pour la mesure ou le calcul du débit, de la puissance, de la hauteur de charge, du rendement, de la vitesse et des pertes. Voir Articles 7, 8 et 9.
- b) Nombre de points, séquences d'acquisitions et relevés: une courbe de performances comme celles illustrées à la Figure 15 (classe A), Figure 16 (classe B), et Figure 18 (classe C) nécessite au minimum six points, mais de préférence huit ou dix. Chaque point sera obtenu à partir d'une ou plusieurs séquences d'acquisitions. (Voir Figure 25 et Tableau H.4). Le nombre de mesures prises lors d'une séquence d'acquisitions dépend des méthodes de mesure employées. Pour éliminer les observations aberrantes, il convient de prendre au moins trois séquences d'acquisitions sur une période choisie d'un commun accord ou sur la durée d'une mesure basée sur le temps.
- c) En général, l'intervalle utilisé pour l'enregistrement des données doit être le même pour chaque variable.
- d) Les petites turbines hydroélectriques sont souvent construites à partir de composants standards; le plus grand soin doit être pris pour éviter de faire fonctionner la turbine au-delà de sa puissance maximale (voir Figure 15).

4.3.3.2 Conditions d'essais à remplir

- a) Fluctuations et variations lors d'une séquence d'acquisitions (voir Figures 22, 23, 24): les fluctuations sont définies comme étant des changements à haute fréquence, au dessus de 1 Hz, des valeurs de la hauteur de charge, du rendement, du débit et de la vitesse de rotation, par rapport à leur valeur moyenne. Elles sont souvent causées par des variations de hauteur de charge et de pression dans les zones périphériques comme la rivière, le canal, le réservoir, la conduite forcée, et le canal de fuite. Les variations sont des changements sur de longues périodes, ou des tendances.
- b) La variation de puissance ne doit pas dépasser $\pm 1,5$ % de la moyenne des valeurs de puissance.
- c) La variation de hauteur de charge (ou de pression) ne doit pas dépasser $\pm 0,5$ % de la moyenne des valeurs de hauteur de charge (ou de pression).
- d) La variation de vitesse de rotation ne doit pas dépasser $\pm 0,5$ % de la moyenne des valeurs de vitesse de rotation.

4.3.3.3 Vérification générale après les essais

Le calcul préliminaire des résultats de l'essai doit se faire sur place. Si l'aménagement semble ne pas satisfaire les garanties, il convient de mettre en place les étapes nécessaires pour en identifier les causes, avant de débrancher les instruments.

- a) Vérifier les données pour rechercher des erreurs, et calculer à nouveau les résultats si des erreurs ont été trouvées.
- b) Vérifier pour tous les instruments les connections, l'étalonnage, l'absence d'air dans les tuyauteries de mesure, et la présence de fluctuations irrégulières.
- c) Rechercher les erreurs aléatoires et les valeurs aberrantes.
- d) Vérifier la présence éventuelle de perturbations hydrauliques au sein de la voie d'eau, et notamment les conditions d'entrée.
- e) Vérifier la présence de particules en suspension à l'intérieur de la turbine comme des herbes, des algues ou des fibres industrielles, etc. (arrêter la turbine, nettoyer la turbine et la voie d'eau).
- f) Vérifier les niveaux de référence.
- g) Vérifier le groupe pour déceler tout comportement hydraulique et/ou électrique anormal.
- h) Vérifier la présence d'une fuite d'air éventuelle au niveau de la sortie du tube d'aspiration.
- i) Rechercher des vibrations et/ou des niveaux sonores inattendus.
- j) Vérifier les réglages des équipements et la géométrie de passage des écoulements:
 - ouverture de la turbine en position fermée et complètement ouverte; contrôle de la présence éventuelle d'un décalage de signal,
 - corrélation des cames (turbines à double réglage),
 - corrélation du déflecteur et de l'ouverture de l'injecteur,
 - géométrie de la roue.

Après cette investigation, le chef des essais doit rédiger un court rapport afin d'indiquer la raison possible de la défaillance. Le fabricant doit avoir le droit d'inspecter la turbine asséchée et les passages d'eau en amont et en aval à ce moment-là.

4.4 Aptitude

Toutes les parties doivent accorder leur confiance en l'équipe responsable des essais en ce qui concerne sa responsabilité et sa compétence lors de la réalisation des essais sur le groupe dans des conditions critiques. Les ingénieurs de mise en service doivent normalement réaliser les essais de classe A. Il s'avérera peut-être nécessaire que des spécialistes réalisent les essais de classe B et C.

4.5 Garantie

Un exemple d'une procédure d'installation, de réception et de garantie d'un aménagement hydroélectrique est présenté sur la Figure 2.

Contrat

- production
- livraison

Installation

- mise en service
- démarrage
- débogage

Essai de mise en service (période d'essai)

- exploitation sûre et commerciale
- transmission de la liste «punch»

Essais de réception

- performance
- vibration
- bruit

Le chef des essais

- avant de débrancher l'instrumentation → contre vérification
- inspection
- rapport

Le fabricant : a le droit

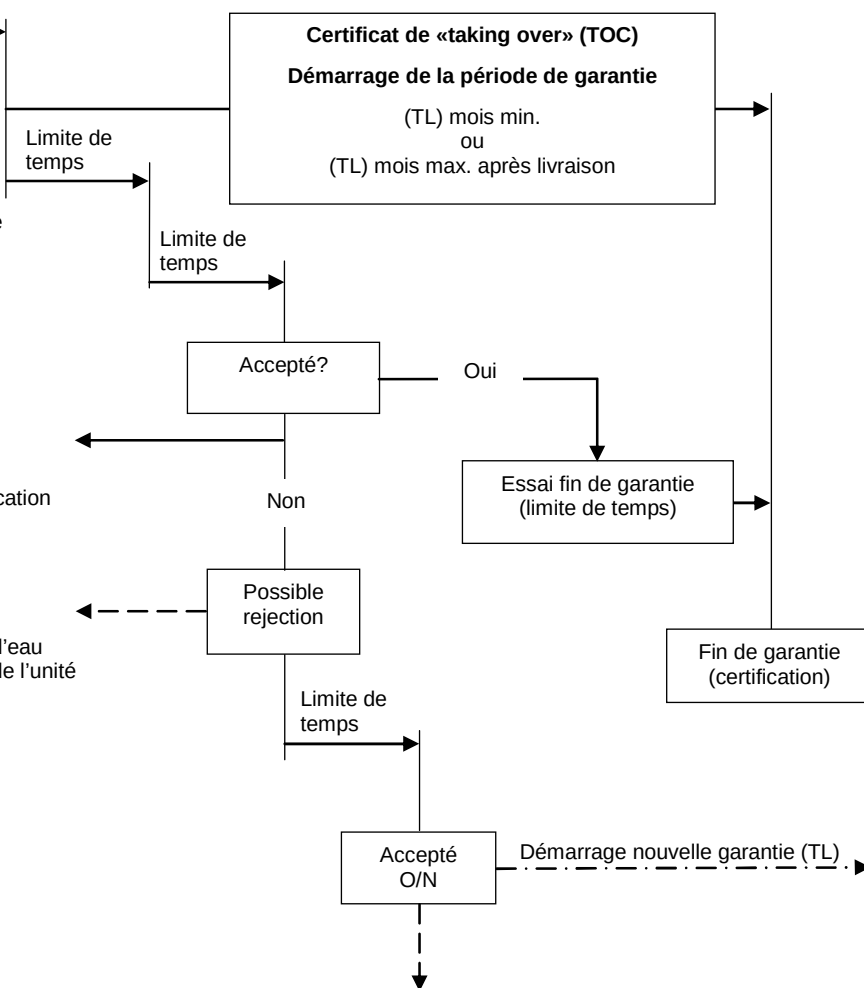
- d'inspecter la turbine et la voie d'eau
- de réaliser des essais internes de l'unité

Amélioration/proposition

Réparation

- essais de démarrage

Nouvelle garantie



NOTE «TL» signifie limite de temps (Time Limit) choisie d'un commun accord (normalement 6 mois).

Figure 2 – Période de garantie

5 Essais de sécurité (mise en service)

5.1 Essais avant le démarrage

La complexité des petits aménagements hydroélectriques varie considérablement. L'Annexe G offre des conseils d'ordre général en ce qui concerne la nature de la mise en service.

5.2 Dispositifs de fermeture

5.2.1 Généralités

S'assurer que l'alimentation en eau peut être arrêtée en toutes circonstances est une affaire de sécurité. Les dispositifs de contrôle suivants doivent être vérifiés avec le plus grand soin:

5.2.2 Porte de prise d'eau ou vanne

Ce dispositif est normalement conçu pour se fermer dans n'importe quel contexte, dont une fuite ou la rupture de la conduite forcée. La durée de fermeture doit être réglée pour empêcher des surpressions ou des vagues dangereuses dans le canal ou dans la retenue supérieure.

5.2.3 Vanne d'entrée

Il convient que cette vanne soit normalement conçue pour se fermer face à un débit maximal, et lorsque la turbine est en conditions d'emballement. Les caractéristiques de fermeture et la durée de fermeture sont généralement choisies de sorte que les surpressions et les effets des coups de bélier soient inférieurs aux effets causés par la turbine.

5.2.4 Distributeur (turbines Francis et Kaplan)

Ce composant constitue le principal dispositif de régulation; il doit pouvoir se fermer face à un débit maximal de pleine charge, à la fois en conditions normales et en conditions d'urgence. Il convient que des essais de fonctionnement des aubes directrices soient réalisés sous toutes les conditions de fonctionnement connues. Il convient que les forces de friction et les forces hydrauliques soient comparées aux valeurs de conception correspondantes pour les pressions d'ouverture et de fermeture à sec et en eau, et pour les rampes de chargement allant de la charge nulle à la charge maximale et inversement, voir Figures 3 et 4).

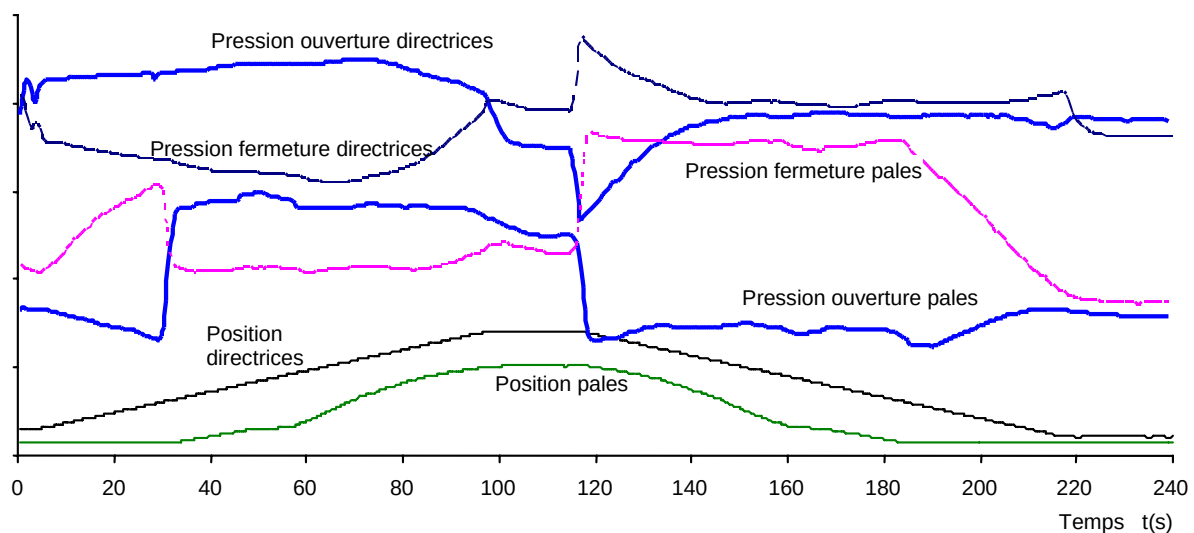
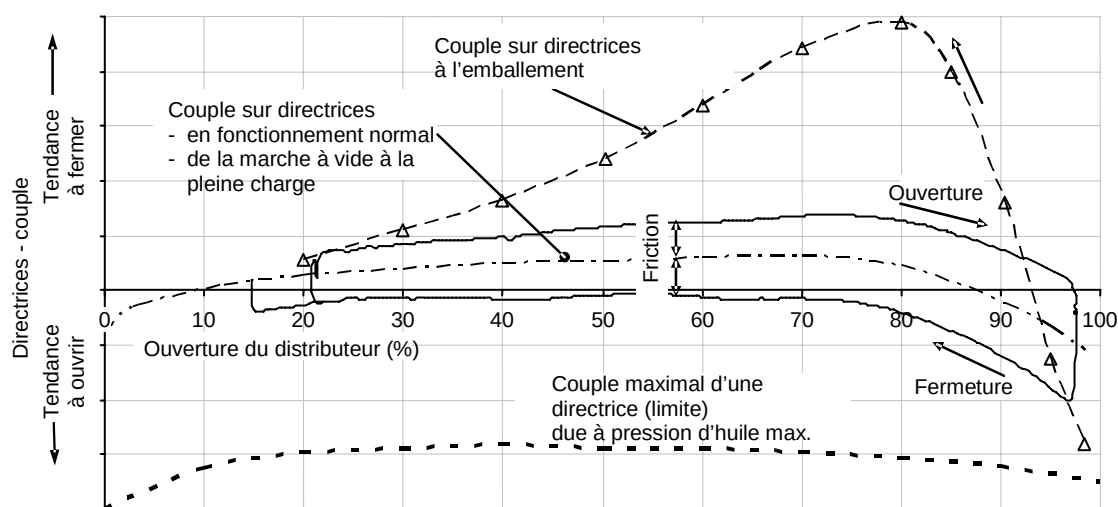


Figure 3 – Mesures des efforts des servomoteurs des directrices et pales (Kaplan en ligne)

Les caractéristiques et durée de fermeture des aubes directrices sont généralement optimisées pour s'opposer aux phénomènes de surpression (coups de bélier) et de survitesse. Les conditions les plus sévères interviennent généralement lors d'un arrêt d'urgence ou d'une suppression soudaine de charge.

Dans le cas des turbines à double réglage Kaplan ou bulbe, la survitesse en conditions normales peut être contrôlée par l'ouverture des pales (voir Figure 3). Dans ces cas également, les pressions d'ouverture et de fermeture des servomoteurs des pales doivent

être enregistrées, afin de calculer les forces de friction et les forces hydrauliques et de les comparer aux valeurs de conception.



NOTE Les caractéristiques de couple des directrices correspondent à une conception traditionnelle. Toutefois, les caractéristiques particulières de la courbe en termes d'ouverture et de fermeture dépendent de la forme et du profil particulier des directrices.

Figure 4 – Evaluation des caractéristiques de fermeture des aubes directrices

5.2.5 Injecteur et déflecteur (turbines Pelton et Turgo)

L'injecteur constitue le dispositif de régulation principal et doit pouvoir se fermer à plein débit à la fois en condition normale et en condition d'urgence. Le déflecteur (s'il a été monté) doit également être conçu de façon à intercepter le plein débit et est utilisé comme dispositif de régulation dans certains systèmes. Il convient que les forces de friction et les forces hydrauliques soient comparées aux valeurs de conception pour les pressions d'ouverture et de fermeture à sec et en eau et pour des rampes de chargement allant de la charge nulle à pleine charge et inversement, voir Figure 5.

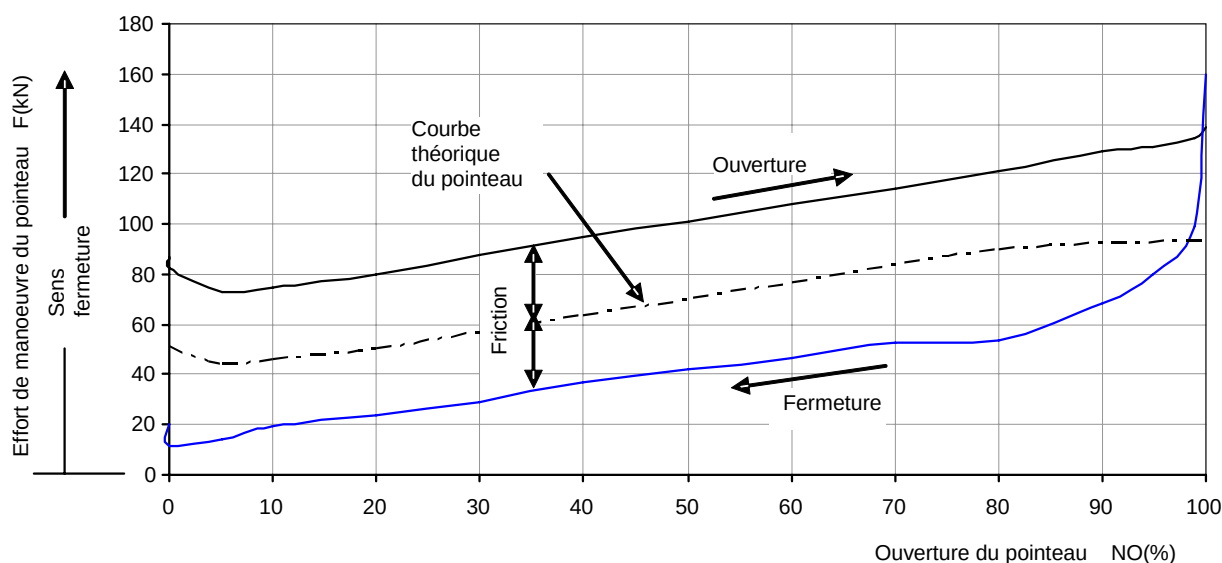


Figure 5 – Efforts de manœuvre du servomoteur du pointeau

Les caractéristiques et la durée de fermeture de l'injecteur sont généralement conçues pour contrôler la surpression (coup de bélier) tandis que le déflecteur est utilisé pour contrôler la survitesse. Voir 5.5 et 5.7.

Si une came est montée pour contrôler la relation entre l'injecteur et le déflecteur, cette relation doit être vérifiée afin d'obtenir des valeurs de survitesse sûres sans aucune interférence entre le jet et le déflecteur sur tous les injecteurs.

NOTE Il est important de vérifier chaque came individuellement afin de vérifier la bonne relation entre la course du pointeau de l'injecteur, la course du régulateur et la position du déflecteur.

5.3 Fonctionnement et contrôle de la première période de fonctionnement

C'est à l'ingénieur de mise en service qu'il revient de décider si le groupe peut être démarré. Si, au cours de cette première période de fonctionnement ou des essais suivants, tout comportement anormal est observé, le groupe doit être arrêté immédiatement. Un soin particulier doit être apporté afin de détecter tout bruit anormal, frottement, etc., voir Figure 6.

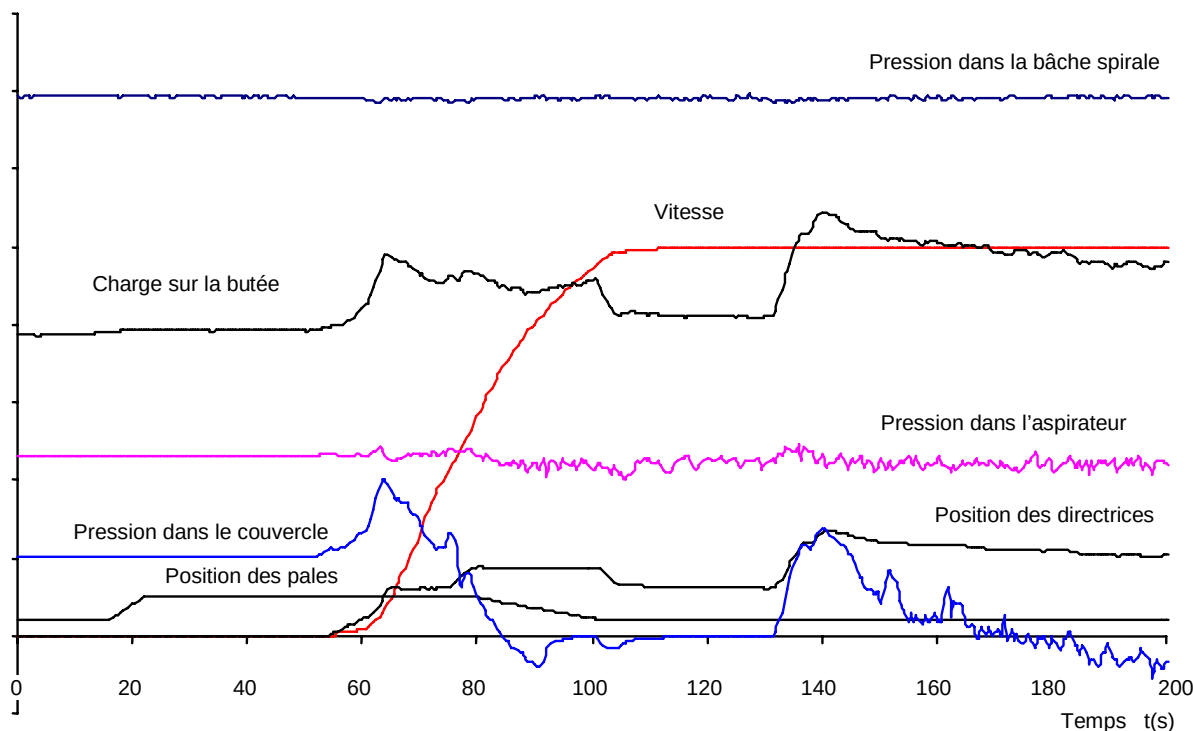


Figure 6 – Démarrage automatique – Synchronisation – Essai marche à vide (turbine Kaplan)

5.4 Fonctionnement des paliers à la vitesse nominale

La vitesse doit être augmentée par étapes jusqu'à la valeur nominale. Il convient que le nombre d'étapes nécessaires soit décidé en avance par les parties. Il convient de noter que les paliers hydrodynamiques peuvent s'endommager s'ils fonctionnent à une vitesse faible, et il convient que la vitesse minimale soit spécifiée par le fabricant.

Le critère pour accepter la turbine à chaque pas de vitesse est décidé entre le représentant du fabricant de la turbine et l'ingénieur de mise en service. Ceci peut être le temps nécessaire pour que les températures de tous les paliers se stabilisent suffisamment pour déterminer la valeur de la température finale, ou juste la détermination d'un quelconque frottement interne.

Si une température de palier augmente rapidement, ou est excessive, le groupe doit être arrêté et il faut rechercher puis corriger les causes du phénomène. Il convient de contrôler les conditions du système de lubrification; si on remarque la présence d'eau dans l'huile ou si on constate une mousse d'huile, il convient d'en localiser la cause et de l'éliminer. Des essais peuvent être réalisés sur d'autres dispositifs de contrôle durant le fonctionnement des paliers. Le comportement correct du système de régulation peut être vérifié à ce moment; lorsque le régulateur fonctionne correctement, il peut être utilisé pour faire fonctionner le groupe.

Sauf stipulation particulière des fabricants, les contrôles mentionnés ci-dessus ne nécessitent pas d'instruments spécifiques mais seulement les instruments normalement installés dans l'usine ou disponibles durant son installation (par exemple: des micromètres ou comparateurs pour vérifier le faux rond de l'arbre). Les mesures de vibration ne doivent être menées que si elles sont mentionnées au contrat.

5.5 Arrêt d'urgence (marche à vide)

La turbine est déclenchée lorsqu'elle tourne à une vitesse nominale et sans charge électrique. La durée de fermeture des aubes directrices (ou du pointeau des injecteurs) et la pression hydraulique ou le courant électrique, nécessaires à leur fonctionnement doivent être mesurés. Il convient de comparer ces valeurs avec les valeurs de conception.

Les pressions dans les passages d'eau et la durée d'arrêt de la turbine doivent également être mesurées. Il convient que le bon fonctionnement du frein (s'il a été monté) soit vérifié, voir Figure 7.

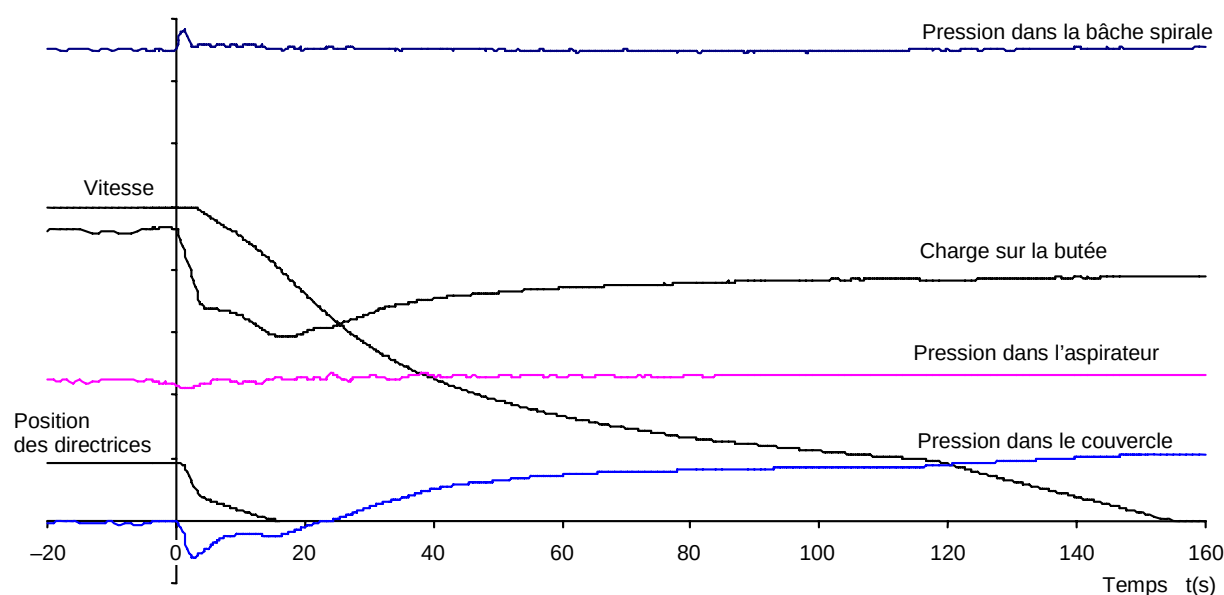


Figure 7 – Arrêt d'urgence dans le cas d'un essai de marche à vide (turbine Kaplan)

5.6 Protection électrique

Lorsqu'un petit générateur hydroélectrique est raccordé au réseau, il est nécessaire qu'une protection électrique permette de garantir que le générateur soit déconnecté en toute sécurité du réseau en cas d'anomalie. L'anomalie électrique peut avoir lieu soit sur le générateur soit sur le réseau. Il convient de garantir que le générateur soit déconnecté lorsque des réparations sont en cours de réalisation sur le réseau.

Les éléments communs d'un système de protection sont des relais détectant une sous-tension et une surtension, une sous-fréquence et une sur-fréquence et un changement de

fréquence. Les opérateurs du réseau local doivent spécifier les relais de protection nécessaires et la nature des essais de réception.

Une fois les essais mécaniques effectués avec des résultats satisfaisants, la mise à l'essai de la protection électrique doit être menée conformément aux articles contractuels. Pendant les essais, les exigences du fabricant doivent être strictement observées.

NOTE Les essais de protection électrique devraient normalement être réalisés avant tout raccordement électrique au réseau et avant tout export de puissance.

Les essais de réception comprennent normalement la séquence et la durée nécessaires à l'ouverture des disjoncteurs, une fois l'anomalie détectée (simulée durant l'essai). Les résultats des essais de protection électrique doivent être enregistrés.

5.7 Essais de survitesse

La vitesse de la turbine est lentement augmentée par commande manuelle, et tous les points réglés de vitesse sont vérifiés. Le fonctionnement du servomoteur de commande des pales d'une turbine Kaplan à double réglage ou d'une turbine bulbe doit être vérifié à ce moment-là.

5.8 Essais d'emballement

Un essai complet de vitesse d'emballement peut également être réalisé, spécialement dans le cas de turbines avec un état d'emballement stabilisé garanti. Les essais d'état d'emballement stabilisé doivent être menés seulement si le contrat en fait expressément mention. Le besoin réel de l'exécution d'un tel essai doit être sérieusement évalué par toutes les parties en prenant en compte tous les risques possibles.

Tous les essais d'emballement doivent être limités dans le temps. L'essai d'emballement est le pire cas de fonctionnement pour chaque type de turbine, lorsque tous les systèmes de régulation en fermeture sont bloqués en position d'ouverture maximale. Comme exemple, les vitesses d'emballement maximales que l'on peut atteindre sont illustrées dans le Tableau 2 ci-dessous. Si le niveau de vibrations augmente après un essai d'emballement, il convient d'en rechercher la cause et d'y remédier.

Tableau 2 – Vitesses d'emballement maximales (n_{run}) exprimées en pourcentage de la vitesse nominale

Type de turbine	n_{run} %
Turbine Francis	160 à 210
Turbines Pelton et Turgo	200
Turbine Cross Flow	190 à 230
Turbine Kaplan à hélice	200
Turbine Kaplan à double régulation	300 à 360
Turbine bulbe	300 à 360
NOTE En ce qui concerne les turbines à double réglage, cette vitesse est prévue lorsque la directrice est bloquée en position d'ouverture maximale et la roue se ferme hors conjugaison.	

L'essai d'emballement doit être exécuté comme l'illustre la Figure 8. La durée de l'essai à la vitesse d'emballement stabilisée doit être limitée à une valeur convenue. En général, la garantie d'emballement réfère à la hauteur de charge garantie maximale, mais l'essai d'emballement réel doit être effectué à la hauteur de charge disponible.

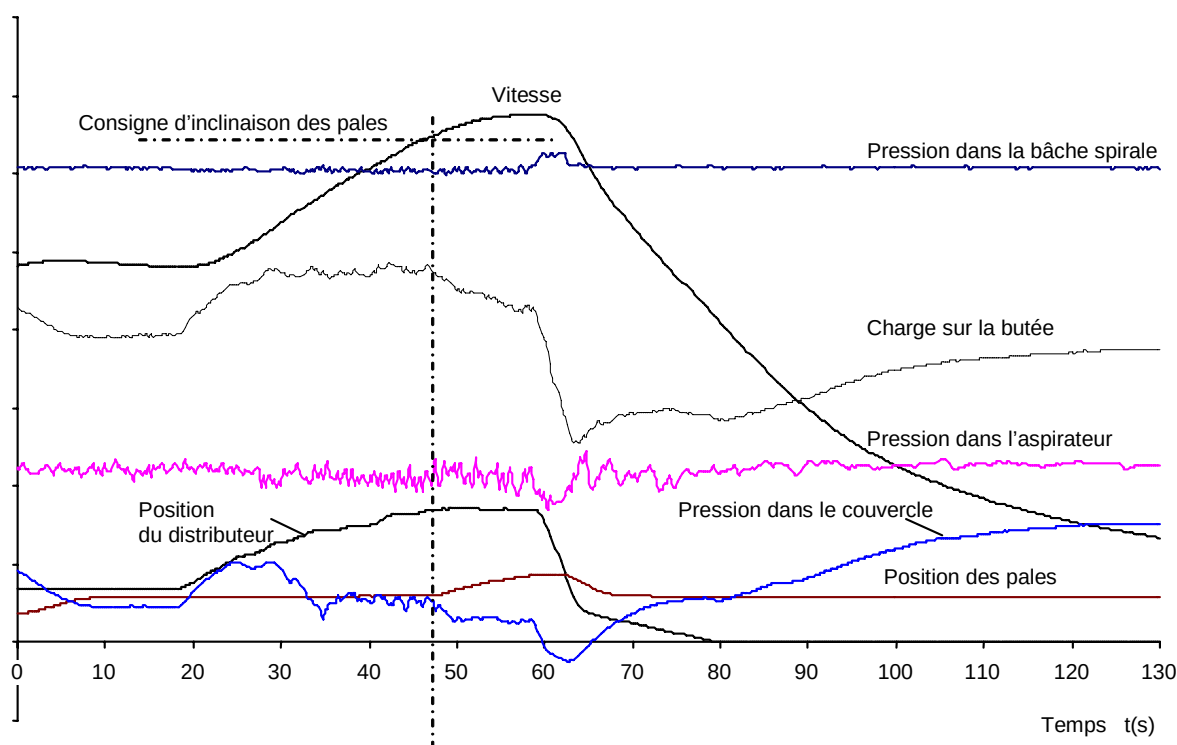


Figure 8 – Essai d'emballement (turbine Kaplan)

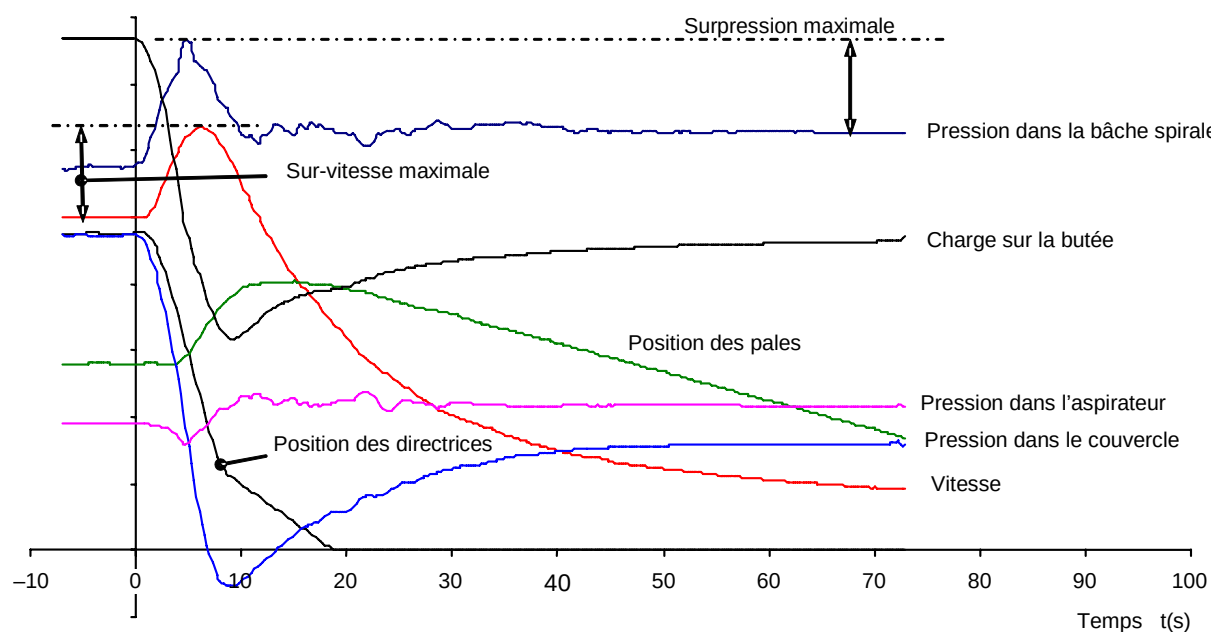
5.9 Essais de variation de pression transitoire, de déclenchement d'urgence et de suppression de charge

5.9.1 Conditions générales

La charge doit être augmentée pas à pas jusqu'à la valeur maximale. A chaque étape, les observations et les mesures dans des conditions stables de fonctionnement doivent être répétées et la stabilité de fonctionnement de la turbine doit être vérifiée. Aussi loin que les conditions de charge le permettent, le groupe hydroélectrique doit être soumis à des essais de suppression de charge, pour différents cas de charge (en général 1/4, 1/2, 3/4 et 4/4 de la charge nominale). Si les paramètres du régulateur sont réajustés, tous les essais concernés par ces réajustements doivent être répétés.

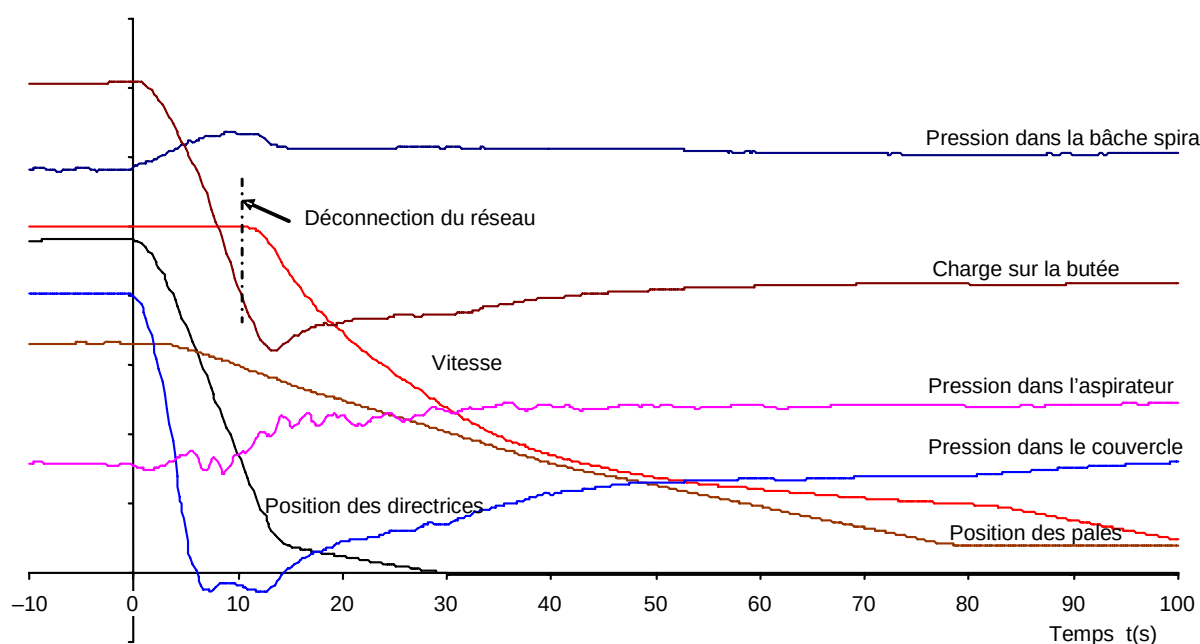
Le groupe peut être soumis à différents essais de suppression de charge, y compris les arrêts d'urgence (en raison d'une défaillance électrique ou mécanique), les séquences d'arrêts normales ou un arrêt normal avec ou sans retour à la marche à vide. Pour des raisons de sécurité, les essais d'arrêt d'urgence doivent être effectués en premier.

La séquence d'essai doit inclure les conditions les plus défavorables dans la plage de fonctionnement garantie. Ceci peut correspondre à une suppression de charge à partir de l'ouverture maximale, d'une ouverture partielle (avec soupape de détente) ou d'une faible charge. Si l'usine comporte plusieurs groupes avec prise d'eau commune, la condition la plus défavorable peut correspondre à la fermeture simultanée des composants d'arrêt de tous les groupes, plutôt que des suppressions de charge simultanées. Quelques exemples typiques d'arrêts d'urgence sont illustrés aux Figures 9, 10, 11 et 12.



NOTE La turbine se ferme et se déconnecte immédiatement du réseau. La fermeture est commandée par le régulateur (turbine Kaplan).

Figure 9 – Arrêt d'urgence suite à un défaut électrique



NOTE La turbine se ferme et se déconnecte du réseau sans charge. La fermeture est commandée par le régulateur (turbine Kaplan).

Figure 10 – Arrêt d'urgence suite à un défaut mécanique

5.9.2 Essai des directrices ou injecteur

Le temps de fermeture des directrices (ou injecteurs), et la pression hydraulique ou le courant électrique nécessaire à leur manœuvre doivent être mesurés. Il convient que ces valeurs soient comparées aux valeurs de conception.

5.9.3 Essai de la vanne d'admission

Si la vanne d'admission de la turbine est la seule méthode pour isoler la turbine de la voie d'eau, la manœuvre de cette vanne doit être testée quand la turbine est à plein débit.

NOTE Cet essai est potentiellement dangereux, et il convient qu'il soit réalisé par étapes en commençant par $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ et $\frac{3}{4}$ de la pleine charge d'abord.

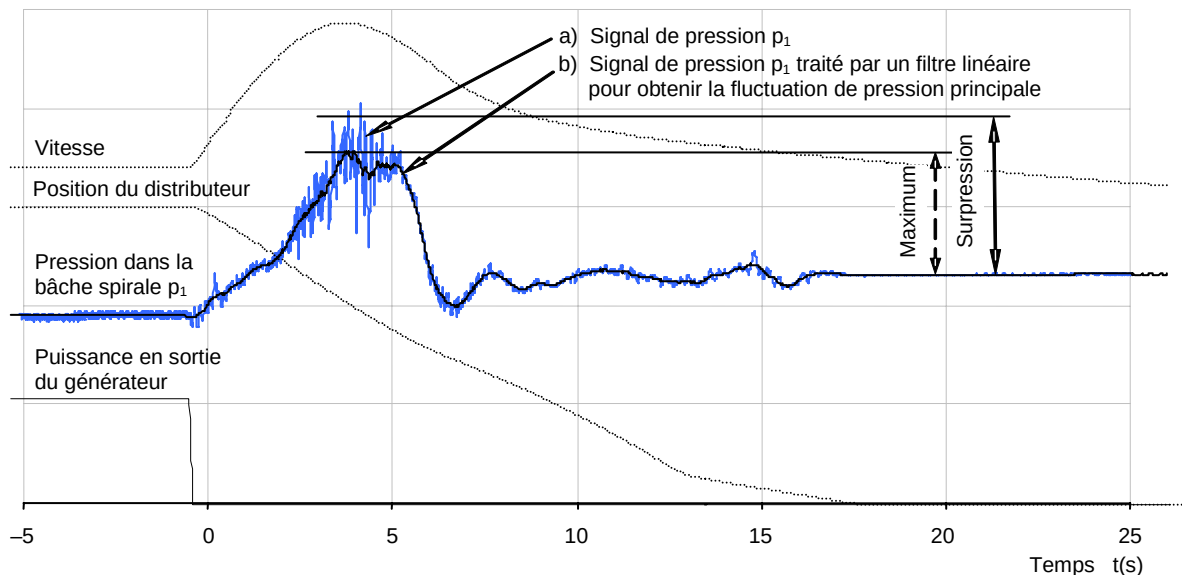
5.9.4 Essai de la soupape de sécurité

Si une soupape de sécurité est installée, il convient de mener des essais de fonctionnement pour montrer que la turbine peut être arrêtée en toute sécurité, en toutes circonstances, même si la soupape ne s'ouvre pas.

5.9.5 Surpression

Les courbes présentées à la Figure 11 montrent les surpressions relevées sur site, provoquées par la fermeture des directrices. Les fluctuations qui se superposent sont dues à la rotation de la roue et à d'autres phénomènes dynamiques tels que la cavitation ou la résonance hydraulique. Normalement, pour des petites installations, il convient que la valeur moyenne de la pression soit retenue pour la comparaison aux garanties.

Toutefois, quand les fluctuations sont importantes, la procédure exposée dans les Figures 11 et 12 peut être appliquée pour trouver la pression maximale causée par les transitoires hydrauliques. Pour éviter toute ambiguïté, il convient que la méthode pour tracer l'enveloppe du signal haute fréquence fasse l'objet d'un accord avec l'acheteur, et soit clairement expliquée dans le rapport d'essai. Cet exemple utilise un filtre passe-bas à haut pouvoir de coupure, et la moitié de la bande de bruit est déduite avant de calculer la pression maximale.



NOTE La turbine se ferme et se déconnecte immédiatement du réseau. La durée et les caractéristiques de fermeture sont commandées par des orifices. Exemple de fluctuation de pression (turbine Francis).

Figure 11 – Arrêt d'urgence suite à une défaillance du régulateur

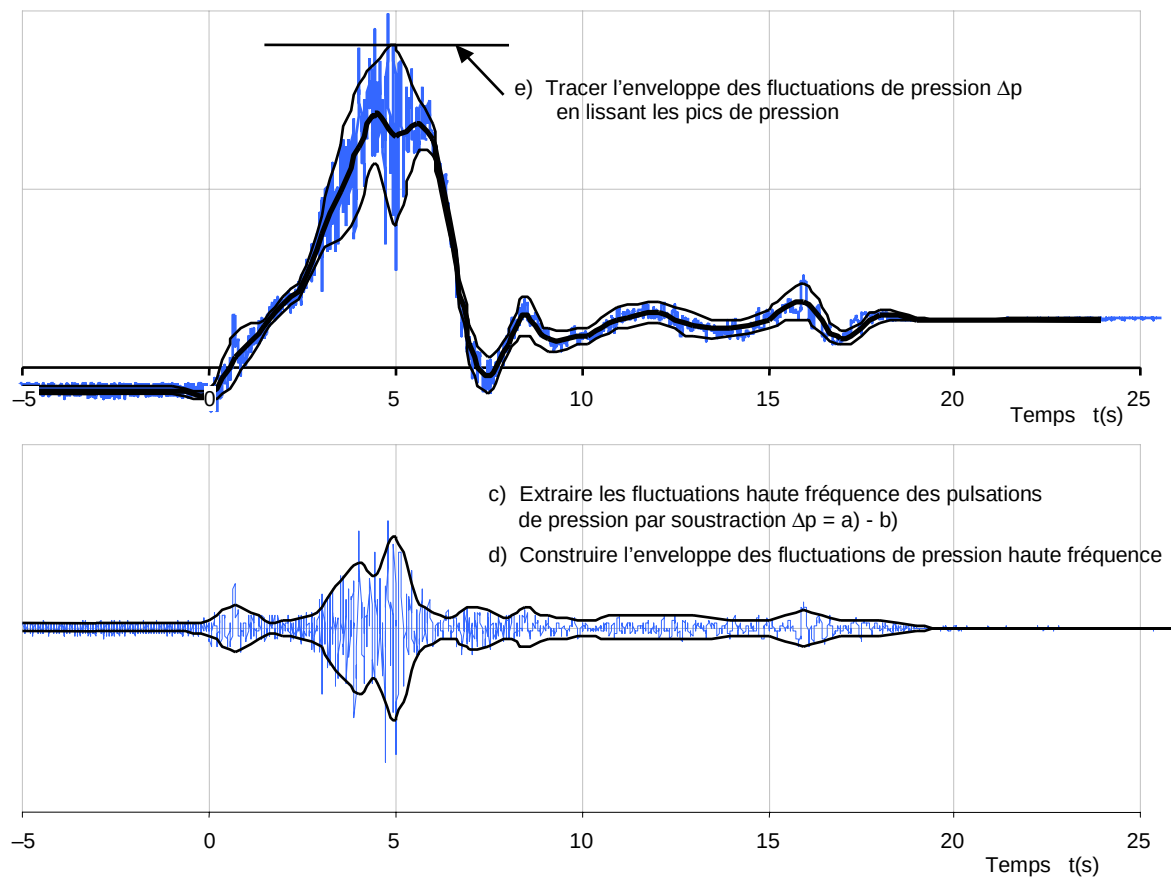


Figure 12 – Évaluation de la surpression maximale

5.10 Quantités mesurées

5.10.1 Pression

Les pressions doivent être mesurées au moyen des prises situées au niveau de l'admission d'eau et de la sortie d'eau de la turbine aussi près que possible des sections de référence de pression amont et aval (voir Annexe B).

Si la valeur maximale de la pression dans la voie d'eau amont est importante, il convient que 4 prises de pression placées à 90° dans la même section de mesure, à l'amont de la vanne d'entrée, soient utilisées. Il convient que ces prises de pression soient connectées à un collecteur annulaire par des tuyauteries en acier, et un capteur de pression raccordé directement à ce collecteur. Il convient que les dimensions des prises de pression et du collecteur annulaire soient telles que données dans B.4.1.

L'utilisation de capteurs de pression est recommandée de façon à acquérir et de préférence enregistrer les surpressions et sous-pressions transitoires. L'équipement utilisé doit avoir un temps de réponse compatible avec la fréquence des fluctuations de pression étudiées. À ces fins, il convient de placer les capteurs à proximité immédiate des prises de pression.

5.10.2 Vitesse

La vitesse de rotation doit être mesurée au moyen d'un tachymètre ou en utilisant le signal du régulateur.

5.10.3 Composants de contrôle

Le mouvement des composants de contrôle (aubes directrices, pales, ou pointeau d'injecteur et déflecteur, etc.) doit être enregistré au moyen des signaux du régulateur ou des capteurs de déplacement.

6 Essais de fonctionnement et essais de fiabilité (mise en service)

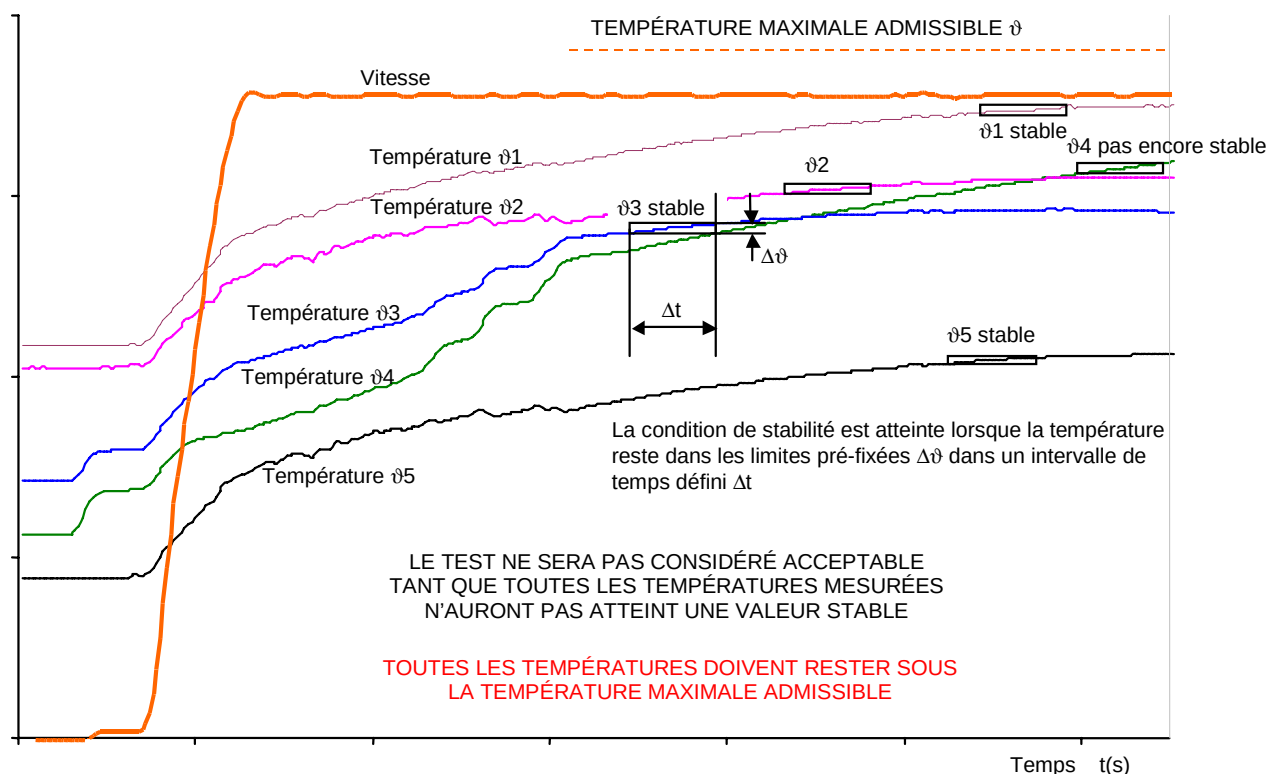
6.1 Généralités

L'aménagement hydroélectrique doit être placé en « essais de fonctionnement » pour permettre d'effectuer tout ajustement nécessaire durant le fonctionnement sur toute la plage d'exploitation. Le déroulement des essais de fonctionnement pour un équipement complet doit être mené dans une période spécifique convenue entre l'acheteur et le fabricant. L'« essai de fonctionnement » sera accepté si chaque élément a fonctionné avec succès.

6.2 Stabilité de température des pièces tournantes

6.2.1 Généralités

Le groupe doit fonctionner dans les conditions les plus difficiles afin de vérifier que les températures du palier et du générateur se stabilisent. Il faut vérifier le comportement des paliers radiaux, des paliers de butée et la température au sein du générateur et de tous les autres circuits ou composants mécaniques susceptibles de subir une hausse de température.



NOTE Durant l'essai, il convient que les températures de l'air ambiant et de l'eau de refroidissement ne dépassent pas les valeurs indiquées dans le contrat. Le cas échéant, il convient que toutes les parties décident comment rectifier la situation, par exemple en mettant en place des limites de nouvelles températures admissibles maximales plus importantes. Dans tous les cas, il convient que des marges de sécurité raisonnables soient assurées.

Figure 13 – Stabilité de température, enregistrement depuis le fonctionnement sans charge jusqu'aux conditions de fonctionnement stables

6.2.2 Garanties de température

Il faut comparer les hausses de température et les valeurs de température absolues par rapport aux valeurs admissibles maximales (mentionnées au contrat ou convenues entre les parties). Un enregistrement typique montrant la stabilisation de différentes températures est présenté à la Figure 13.

6.3 Systèmes de contrôle de la vitesse

6.3.1 Généralités

Il peut y avoir différentes combinaisons des types de contrôle suivants:

- Aucune régulation active car la vitesse est définie par la fréquence du réseau.
- Un régulateur de vitesse.
- Un régulateur de tension ajustant l'excitation de l'alternateur.
- Un élément de contrôle de la hauteur de charge maintenant le niveau de l'eau à l'entrée ou à la sortie.

- Un système de gestion de la charge maintenant une puissance réglée en sortie.
- Un régulateur de charge électrique absorbant l'excès de puissance du générateur.

6.3.2 Groupe sans régulation

Les générateurs asynchrones peuvent être raccordés au réseau lorsque la vitesse se situe entre 1 % et 2 % au-dessus de la vitesse de synchronisme. Il convient que le système de contrôle fasse face à l'arrivée de courant lorsque le raccordement au réseau s'effectue. Les petits générateurs synchrones peuvent être raccordés à un réseau consistant sans utiliser de régulateur de vitesse. La fréquence et la tension doivent être conservées dans des limites acceptables par le réseau, pendant la synchronisation.

6.3.3 Groupe avec régulateur de vitesse

6.3.3.1 Généralités

La nature des essais varie en fonction du rôle du régulateur et de la précision requise. Si l'on attend du régulateur qu'il offre un fonctionnement stable, il convient que la variation de fréquence acceptable soit mentionnée au contrat. Il convient que le régulateur de vitesse soit réglé sur un fonctionnement stable par un essai de variation de vitesse sans charge externe. Il convient que l'essai démontre que lorsque le dispositif de contrôle est ouvert ou fermé rapidement, la vitesse revient à son point de réglage en un cycle de variation de vitesse. Un exemple de réponse satisfaisante est présenté à la Figure 14.

Pour une étude plus complète du régulateur de vitesse, se reporter à la CEI 61362 relative aux spécifications et à la CEI 60308 relative à la mise à l'essai.

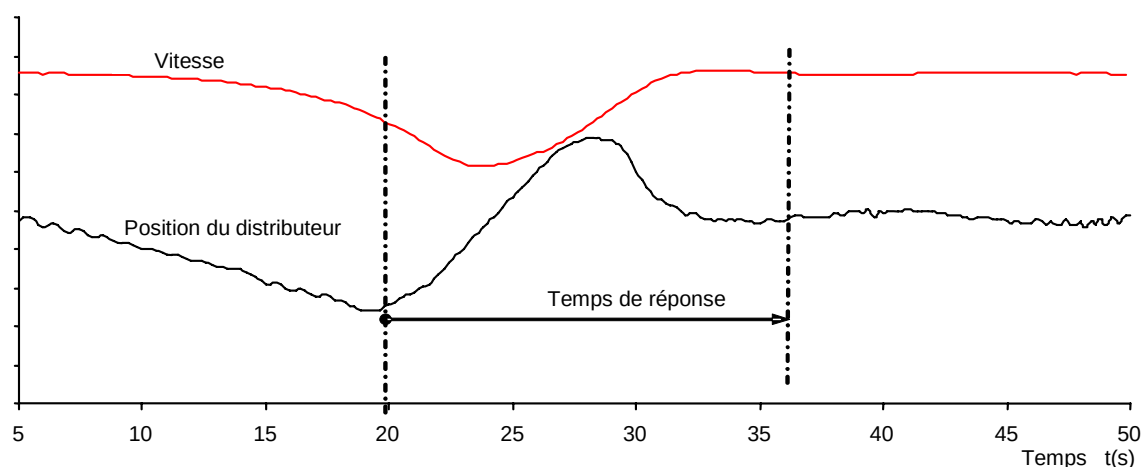


Figure 14 – Vérification du régulateur de vitesse, sans charge

Une petite turbine hydroélectrique peut être montée avec un régulateur de vitesse pour la ou les raisons suivantes.

6.3.3.2 Synchronisation seulement

Ce mode est utilisé lorsqu'une petite turbine doit être raccordée à un réseau important. Le régulateur de vitesse peut alors servir à charger la turbine, au moyen d'une baisse de vitesse ou peut basculer sur un autre système de gestion comme un élément de contrôle à levier.

Une fois synchronisé, il convient que le régulateur bascule automatiquement sur le mode de fonctionnement approprié. La durée du changement importe dans le cas où un retard pourrait provoquer un conflit entre l'élément de contrôle de fréquence du réseau et le régulateur de la turbine.

6.3.3.3 Élément de contrôle de fréquence sur un système isolé Une petite turbine peut rencontrer des difficultés à accepter des changements de charge sur un réseau isolé sans grandes fluctuations de fréquences. Il convient que le contrat indique la taille et le type de charge prévue et la tolérance de fréquence à obtenir. Un réseau alimenté par un seul aménagement hydroélectrique doit être configuré de sorte que l'installation puisse démarrer. Il convient que la charge soit segmentée de sorte que les incréments de charge soient appliqués comme convenu au contrat.

6.3.3.4 Stabilité de fréquence avec générateur diesel

Un petit réseau local peut comporter un mélange de turbines et d'autres dispositifs de lancement, comme des générateurs diesel. Il convient que le contrat indique le rôle que la petite turbine hydroélectrique doit fournir. La capacité de la turbine à stabiliser la fréquence dépend de sa taille relativement à celle des autres générateurs et à son temps de réponse. Un essai doit être effectué sur le régulateur afin de vérifier qu'il peut faire face aux changements de charges prévus dans la tolérance de fréquence indiquée au contrat.

6.3.4 Groupe avec régulateur de tension

Un régulateur de tension est utilisé lorsque le générateur prend part au contrôle de l'énergie réactive sur le réseau. L'excitation d'un générateur synchrone est ajustée pour maintenir la tension ou le facteur de puissance dans les limites prescrites. Il convient que la variation de tension ou facteur de puissance soit mesurée à l'aide d'un enregistreur de données lors des essais de charge et des essais de suppression soudaine de charge. La capacité du régulateur de tension à maintenir la tension dépend de l'alimentation du réseau par les autres générateurs. Les limites acceptables doivent être spécifiées dans le contrat.

Un générateur asynchrone peut posséder un régulateur pour ajuster le facteur de puissance du groupe. Il revêt généralement la forme de condensateurs supplémentaires qui s'ajoutent à la charge.

6.3.5 Groupe avec un élément de contrôle

6.3.5.1 Élément de contrôle de la hauteur de charge

Le débit à travers la turbine est contrôlé pour maintenir le niveau de hauteur de charge ou d'évacuation. Il convient que le débit soit réglé à différents points de la plage de fonctionnement afin d'identifier si l'élément de contrôle peut fonctionner d'une manière stable. S'il y a deux groupes hydroélectriques ou plus, ou un seul groupe avec des jets multiples, raccordés à la même alimentation, il convient qu'il y ait un système de gestion de l'eau global pour démarrer ou arrêter les turbines afin de maintenir la hauteur de charge.

Si des garanties de fonctionnement ont été spécifiées dans le contrat, il convient que la variation de la hauteur de charge soit mesurée.

6.3.5.2 Élément de contrôle de gestion de charge

L'élément de contrôle de gestion de charge maintient la puissance fournie par le générateur. Il convient que l'élément de contrôle fonctionne d'une manière stable sur toute la plage de fonctionnement autorisée. Les variations de tension et de hauteur de charge qui affectent le contrôle et les limites admises de variation de puissance doivent être convenues dans le contrat.

Si des garanties de fonctionnement ont été spécifiées dans le contrat, il convient que la variation de la charge depuis le point de réglage soit alors mesurée.

6.3.5.3 Régulateur de charge électrique

Le régulateur de charge électrique est utilisé sur un système isolé de sorte que le générateur fournisse une puissance constante. La puissance en excès est basculée vers et depuis une

résistance afin de répondre aux variations de charge du système. La résistance doit dissiper la puissance en excès sous forme de chaleur et doit pouvoir fonctionner dans les limites de température définies par le fabricant. Il convient que la température de fonctionnement du régulateur soit par conséquent contrôlée lors des essais de charge et des essais de suppression soudaine de charge.

Le régulateur de charge peut provoquer des interférences avec des fréquences radio lors du basculement des charges. Il convient que le niveau de ces émissions soit mesuré si des garanties de fonctionnement ont été spécifiées dans le contrat.

6.3.6 Mesures réalisées lors de l'essai du système de contrôle

Des essais de stabilité relatifs au groupe hydroélectrique doivent être effectués sur toute la plage de fonctionnement. Si l'on observe une instabilité au niveau de la fréquence, de la tension ou de la puissance, il convient d'effectuer les mesures suivantes:

- position de tous les servomoteurs de contrôle;
- fréquence du réseau ou vitesse de la turbine;
- tension au niveau des bornes du générateur;
- puissance active et réactive ou courant fourni;
- niveaux d'eau dans le canal d'amenée ou le canal de fuite;
- pressions dans les sections d'entrée et/ou de sortie de la turbine.

Si des garanties de fonctionnement ont été spécifiées dans le contrat, il convient qu'elles précisent les variations admises et les variations de fréquence du réseau ou de tension admises qui peuvent apparaître au même moment.

6.4 Contrôle de la corrélation des cames

Les cames sont utilisées pour fournir une relation entre les éléments de contrôle d'une turbine pour les raisons suivantes:

- atteindre un rendement optimal sur les turbines à double régulation comme les turbines Kaplan ou les turbines bulbe. Voir également 7.3.5;
- mettre en corrélation le mouvement du pointeau et du déflecteur sur les turbines Pelton ou Turgo.

Il convient que la relation soit mesurée sur toute la plage de fonctionnement de la turbine.

7 Garanties et essais de performance

7.1 Généralités

Les essais de performance ont pour but de vérifier les garanties mentionnées au contrat telles qu'elles sont listées dans la section relative à la garantie principale de performance au 4.2. Ces garanties doivent être vérifiées dans des conditions de site telles que définies au contrat. Les performances de la turbine et du groupe hydroélectrique (rendement) sont évaluées à partir des paramètres présentés dans le Tableau 3.

Tableau 3 – Paramètres d'essais de performance

Classe		Paramètres mesurés
A,B,C	H	Hauteur de charge nette relative au domaine de garantie de la turbine entre la section haute pression 1 et la section basse pression 2, mesurée et évaluée comme une valeur absolue.
A,B,C	$P_{\text{gen}} (P_t)$ P_{out}	Puissance en sortie du générateur (entrée du transformateur) mesurée directement comme une valeur absolue. Puissance en sortie du transformateur, mesurée directement comme une valeur absolue.
B,C	Q_{ix}	Débit traversant les sections 1 ou 2. Le débit est mesuré comme une valeur relative de manière indicielle.
C	Q, η	Débit ou rendement, mesurés comme une quantité absolue par une méthode primaire.
NOTE Un essai préliminaire de classe A est fortement recommandé. Si après l'analyse des résultats de l'essai, des doutes justifiables existent quant aux performances de la turbine, des essais supplémentaires pourront être effectués avec des instruments plus précis.		

Avant la mise à l'essai, le groupe hydroélectrique doit être dans un état de fonctionnement commercial. Les données suivantes sont nécessaires, en accord avec l'essai devant être réalisé:

- Diagramme des collines de rendement, avec les limites de fonctionnement et de cavitation, et avec une liste de données nominales pour différentes hauteurs de charge.
- Puissance maximale P_t , P_{gen} , P_{out} en fonction de la hauteur de charge nette. Voir Figure 15.
- Données physiques, géométriques et géodésiques (voir 8.1.2 et Tableau 5).
- Pertes de charge dans les passages d'eau en fonction du débit ou de la puissance.
- Pertes dans le générateur, le transformateur et les auxiliaires (mécaniques / électriques).
- Un diagramme illustrant le débit Q en fonction de l'ouverture de la turbine (aubes directrices ou injecteurs) et hauteur statique pour calculer la hauteur cinétique, voir Figure B.18.

7.2 Puissance maximale à la sortie du générateur (transformateur) en fonction de la hauteur de charge nette

7.2.1 Garantie

La puissance maximale de sortie du générateur (transformateur) garantie doit être égale ou supérieure à la valeur mesurée et évaluée, en prenant en compte les erreurs systématiques et aléatoires. La hauteur de charge de référence pour cette garantie est la hauteur de charge nette entre les sections 1 et 2 qui définissent le domaine de garantie de la turbine.

7.2.2 Appareils de mesure

L'équipement du panneau de contrôle peut être utilisé; la classe de précision doit être connue et doit être conforme aux incertitudes systématiques convenues. Il convient de prendre soin de la position des sections de mesure de la hauteur de charge, se reporter à l'Annexe B. Il convient que des instruments de précision avec certificat d'étalonnage soient utilisés si le contrat mentionne une pénalité (ou une prime).

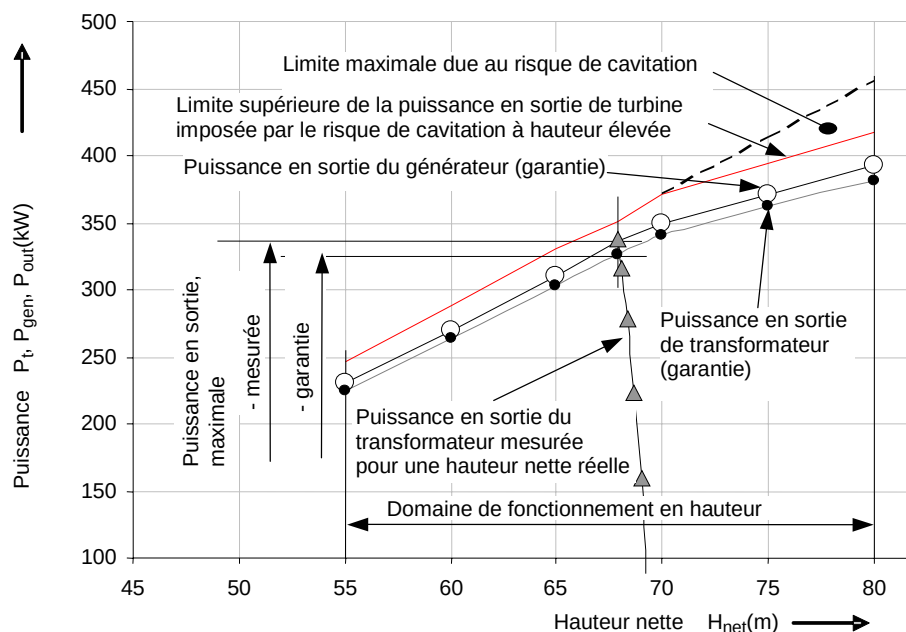


Figure 15 – Puissance de sortie maximale: procédure de comparaison de la puissance mesurée à la hauteur de charge nette réelle avec la valeur garantie

7.3 Essai indiciel

7.3.1 Généralités

Un essai indiciel peut être utilisé pour n'importe laquelle des finalités suivantes:

- a) déterminer la forme des caractéristiques de performance et le rendement relatif de la turbine seule (contrôle de forme), ou de l'usine dans son ensemble;
- b) évaluer la modification de performance lors de la mise à niveau des turbines. Lorsqu'un essai indiciel est utilisé à cette fin, il doit être noté qu'une modification peut affecter les écoulements dans les sections de mesure;
- c) évaluer la modification de performance causée par la cavitation résultant d'une modification dans le niveau d'évacuation et/ou la hauteur de charge nette;
- d) optimiser l'énergie annuelle maximale d'une unité unique ou d'unités multiples;
- e) étalonner le débit afin de contrôler, dans la plage de fonctionnement, le débit et la hauteur de charge nette, sur la base du diagramme des collines de rendement garanti;
- f) déterminer la corrélation optimale des cames entre l'ouverture des pales et celle des directrices pour le fonctionnement en usine le plus efficace des turbines à double régulation;g) un essai indiciel peut être utilisé dans le cadre d'un essai de performance afin de compléter la méthode primaire de mesure de débit, pour n'importe laquelle des finalités suivantes:
 - 1 fournir des données d'essai supplémentaires lors d'un essai de réception sur place, afin d'interpoler et d'extrapoler la gamme de données produites par la méthode primaire;
 - 2 recouper le débit indiciel avec celui donné par la méthode primaire, afin de vérifier le modèle;
 - 3 obtenir des données d'étalonnage pour les instruments de mesure de débit faisant partie de l'équipement permanent de la centrale, en mesurant une valeur absolue de rendement de la turbine en certains points de fonctionnement.

7.3.2 Mesure du débit indiciel

Un essai indiciel se base sur une mesure relative du débit. L'une des méthodes données dans le Tableau 4 peut être utilisée. On admet que le débit est pratiquement proportionnel à la racine carrée de la pression différentielle.

Tableau 4 – Méthodes de mesure du débit indiciel

Dispositif	Pression différentielle habituelle (Δp) à charge maximale kPa
Méthodes de pression différentielle	
Sur la bêche spirale complète de la turbine (méthode Winter-Kennedy)	10 à 40
Dans une turbine tubulaire (turbine Bulbe ou turbine puits)	10 à 30
Dans un convergent de la conduite (tuyauterie conique)	10 à 40
Tube de Pitot	15 à 60
Indicateurs de débit	
Méthodes de mesure de débit simplifiées	
Course du pointeau sur les turbines Pelton et Turgo	

7.3.3 Contrôle de forme

La Figure 16 illustre la variation de la forme des caractéristiques de performance de la turbine à l'intérieur de la plage d'écart admise (erreurs systématiques). L'écart peut être pondéré en fonction du rendement de la turbine ou du débit.

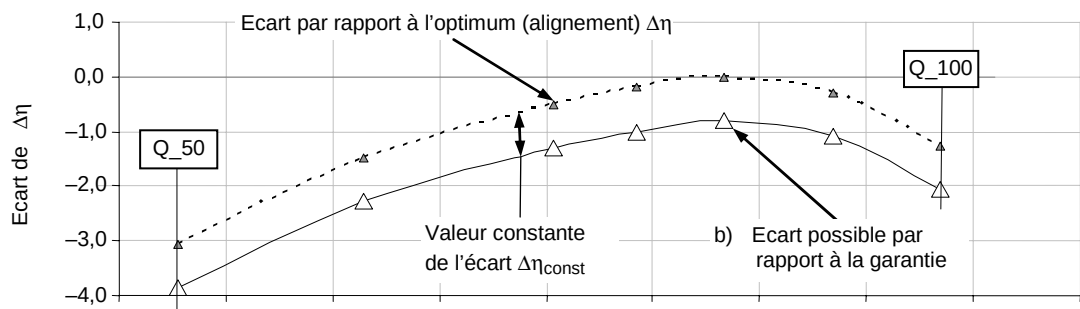


Figure16a – Ecart entre la courbe de la turbine et la garantie

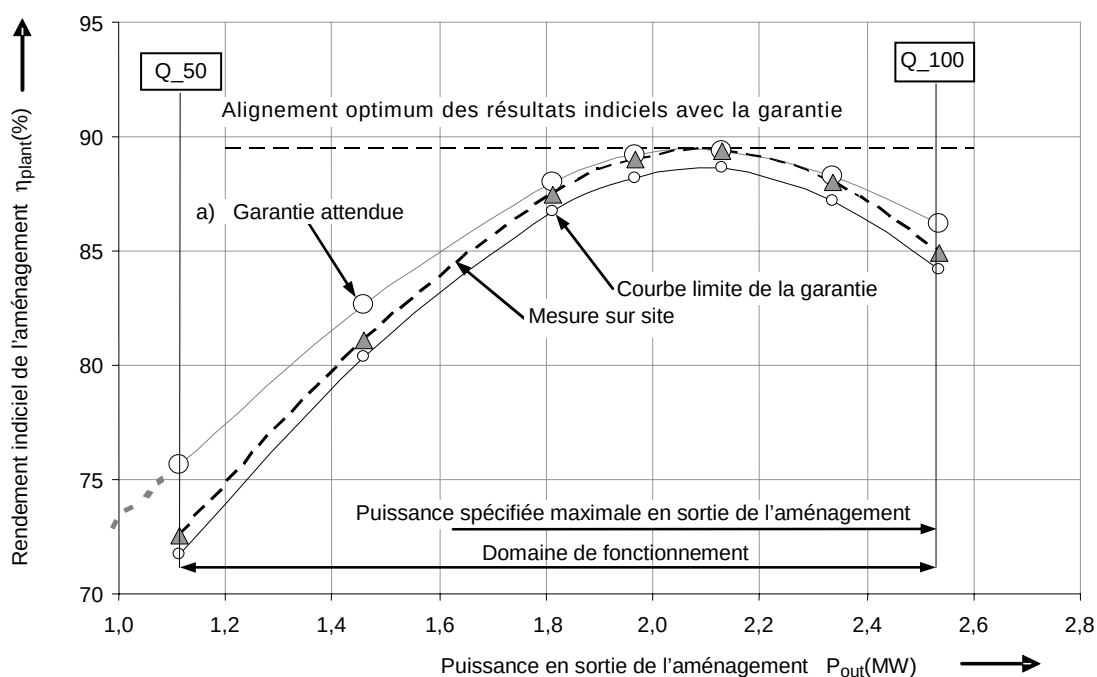


Figure16b – Alignement de la courbe de la turbine avec la garantie

NOTE Q_100 fait référence au plein débit à la puissance de sortie maximum et Q_50 à la moitié du plein débit.

Figure 16 – Comparaison de la forme des caractéristiques de la turbine par rapport à la garantie

7.3.4 Rendement indiciel de l'aménagement

Cet essai détermine le rendement relatif de la turbine ou de l'aménagement complet. Ces résultats donnent des informations sur la courbe de rendement de l'aménagement pour des conditions réelles. Ils peuvent être utilisés pour optimiser le contrôle simultané de tous les groupes afin d'obtenir la production énergétique annuelle maximale. La Figure 17 montre la bande de commutation pour démarrer ou arrêter un deuxième groupe, optimisée pour obtenir la production énergétique annuelle maximale.

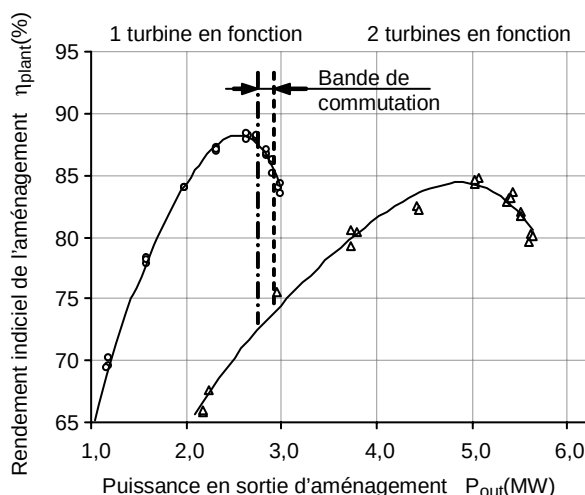


Figure 17a – Commutation sur la puissance en sortie

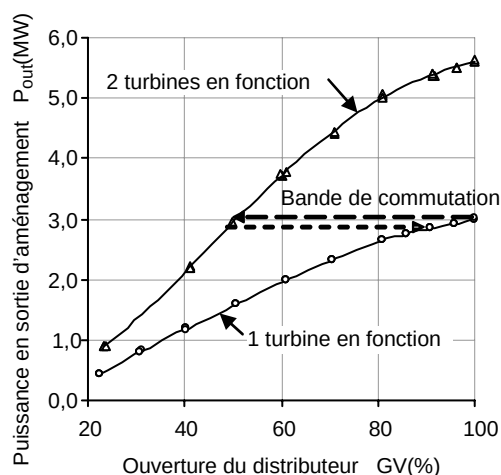


Figure 17b – Commutation sur l'ouverture du distributeur

Figure 17 – Exemple d'une bande de commutation optimisée pour un fonctionnement avec une et deux turbines

7.3.5 Optimisation de la corrélation des cames

L'expérience des essais sur site a montré que la corrélation des cames d'un modèle homologue peut différer jusqu'à 6 % sur l'ouverture des directrices par rapport à la valeur optimale mesurée. Si les résultats de l'essai sur modèle réduit sont pris en compte au lieu des valeurs empiriques pour les essais sur site, l'incertitude reportée aux conditions de turbinage optimisées se situe entre 0 % à 2 % pour la plage totale de fonctionnement. Les erreurs sur la chaîne cinématique (de l'angle des pales jusqu'à l'affichage du signal du régulateur) s'y ajoutent.

Les principales sources de cet écart peuvent être:

- Effet d'échelle entre le modèle et le prototype.
- Différentes conditions d'entrée d'eau entre le modèle et le prototype.
- Optimisation du rendement de l'usine au lieu du rendement de la turbine.

Une procédure, semblable à un essai indiciel, doit être appliquée pour vérifier la corrélation des cames correcte d'un groupe à double régulation (turbine Kaplan ou turbine bulbe). Cet essai a pour but de corréler les ouvertures à la fois des directrices et des pales afin d'obtenir la meilleure performance du groupe. En général, la meilleure corrélation se modifie avec la hauteur de charge. Si l'usine est conçue pour fonctionner avec une vaste gamme de hauteurs de charge, par exemple la variation de la hauteur de charge étant supérieure à 5 % de la hauteur de charge totale, une came en 3 dimensions (pales, directrices et hauteur de charge) est nécessaire. La mesure doit être faite au voisinage de la hauteur de charge nominale; l'adoption d'une hauteur de charge différente peut se faire à partir de l'essai sur modèle réduit. Voir l'Annexe I pour de plus amples détails.

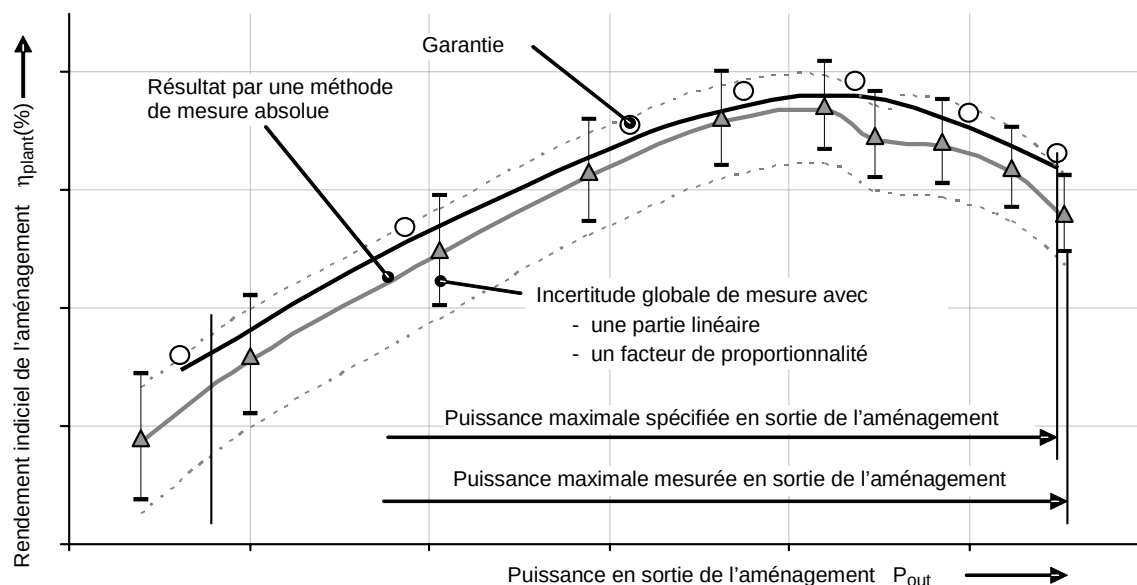
7.4 Rendement de la turbine

7.4.1 Détermination du rendement par mesurage du débit

La mesure de débit dans une usine hydraulique peut être réalisée avec l'exactitude voulue seulement lorsque les exigences spécifiques de la méthode choisie sont satisfaites. Il est dans l'intérêt des parties impliquées de choisir la ou les méthodes à utiliser pour un essai de réception suffisamment tôt lors de la conception de l'usine, parce qu'un tel choix à un stade ultérieur pourra s'avérer onéreux voire irréalisable. Il est suggéré de prévoir la réalisation d'un essai indiciel au même moment.

L'application et le domaine d'application de l'essai de rendement garanti avec mesure du débit absolu peuvent être utilisés aux fins suivantes:

- mesurer la valeur absolue du rendement de la turbine ou du groupe sur la plage de garantie en conditions d'usine et les comparer à la garantie,
- déterminer la puissance maximale en sortie de la turbine ou du groupe,
- prouver et étalonner le débit des turbines de récupération d'énergie dans les systèmes d'irrigation et d'approvisionnement en eau potable, en utilisant la turbine comme indicateur de débit.



NOTE Dans la Figure 18, la bande d'erreur est indiquée comme un segment vertical plutôt que comme une ellipse. Cette simplification est utilisée habituellement en petite hydraulique. Voir la CEI 60041 pour une représentation plus précise de la bande d'erreur en utilisant une ellipse.

Figure 18 – Essai de rendement: procédure de comparaison du rendement garanti de la turbine par rapport aux résultats de mesure du prototype, y compris les incertitudes globales

7.4.2 Détermination du rendement par la méthode thermodynamique

Toute énergie hydraulique, qui n'est pas convertie en énergie mécanique à l'intérieur d'une turbine, est transformée en chaleur. Ceci signifie que la température de l'eau en sortie de la turbine est différente de la température de l'eau en entrée. La différence de température entre la section en entrée et la section en sortie peut s'estimer au moyen de la formule:

$$\Delta T = H(1-\eta)/426$$

Il convient de noter que la mesure du débit n'est pas nécessaire pour calculer le rendement. L'exactitude et la sensibilité des instruments de mesure de la température doivent indiquer la différence de température à 0,001 K près. Le débit peut être calculé indirectement à partir des paramètres H , P et η . Pour de plus amples détails sur cette méthode, voir la norme CEI 60041.

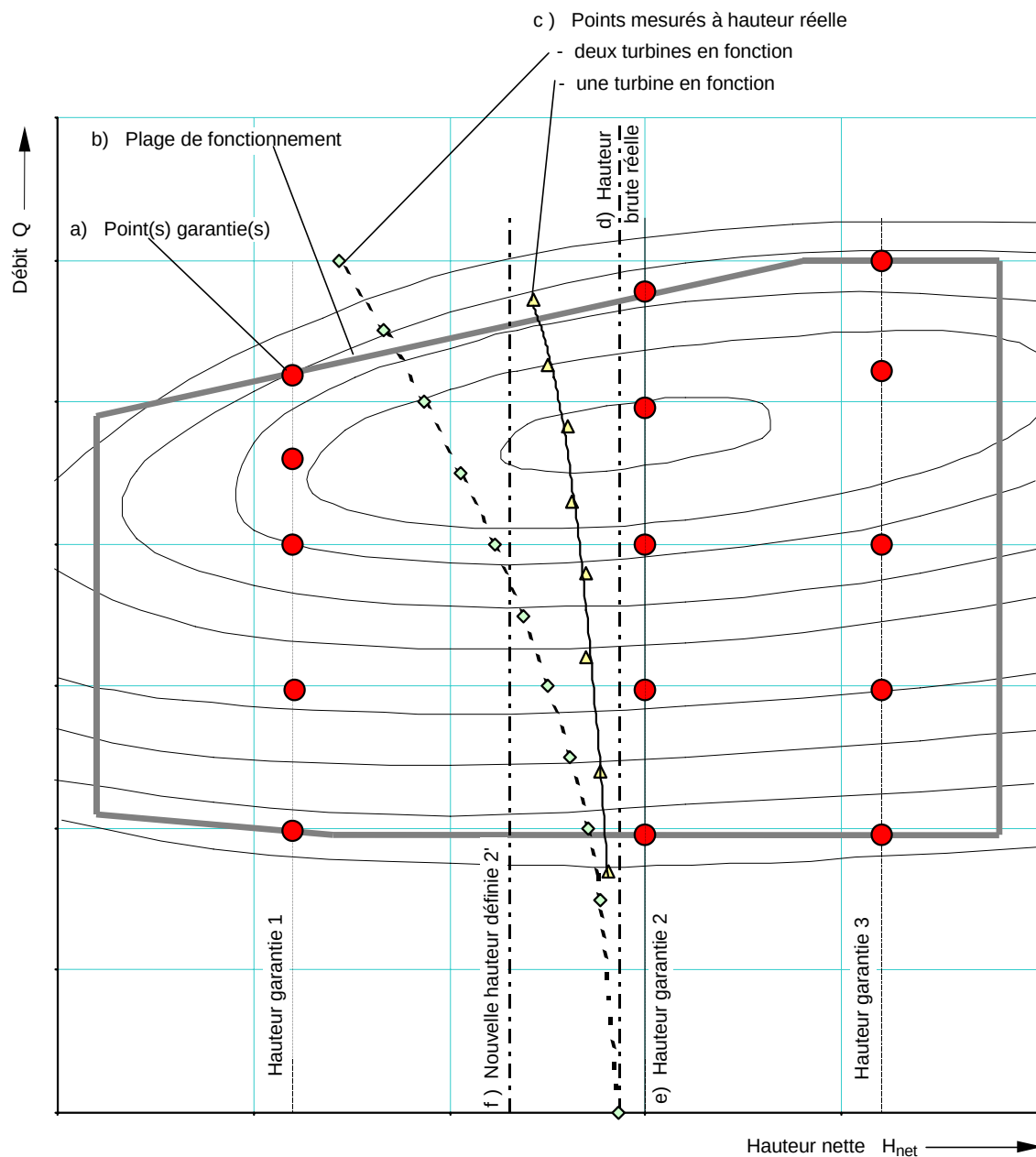
7.5 Correction du rendement en utilisant la courbe du modèle

Si la hauteur nette mesurée diffère légèrement de la hauteur de garantie, la puissance en sortie de la turbine et le débit peuvent être corrigés en utilisant les formules en 8.2.3 et 8.4.2. Les limites admissibles de cette divergence sont données dans ces sections.

Lorsqu'il y a une forte divergence entre la hauteur nette mesurée et la hauteur garantie, un ajustement peut être réalisé en utilisant la courbe du modèle. Cet ajustement peut être effectué seulement avec le consentement mutuel de toutes les parties.

La Figure 19 montre un cas typique où les garanties ont été données à hauteur constante, et la hauteur mesurée varie à cause des pertes de charge. Le rendement peut être corrigé de la manière suivante:

- tracer le point mesuré sur la courbe du modèle,
- trouver la différence de rendement entre le point mesuré et le point garanti,
- ajouter ou soustraire cette différence de rendement à la valeur du rendement mesuré.



Légende

- a) points garantis pour différentes hauteur de charges et débits
- b) plage de fonctionnement de la turbine
- c) points mesurés, évolution de la hauteur de charge en fonction du débit et du nombre d'unités sur la même conduite forcée
- d) hauteur de charge brute réelle au début des essais, sans débit
- e) hauteur de charge garantie

Figure 19 – Diagramme des collines de rendement – Exemples de pertes de hauteur de charge avec un ou deux groupes en fonctionnement utilisant la même conduite forcée

8 Calcul des résultats et comparaison avec les garanties

8.1 Généralités

8.1.1 Données du site

Avant de commencer les essais, il convient de disposer des données suivantes:

Tableau 5 – Données du site

	Propriété physique	Exemple		
a	Température de l'eau	δ_W	=	3,0 ° C
b	Température de l'air entourant le logement de la turbine et le mur en béton du canal d'évacuation (méthode thermodynamique)	δ_A	=	18,0 ° C
		δ_C	=	--,- ° C
c	Accélération due à la pesanteur			
	Latitude	φ	=	48 degré
	Élévation au-dessus du niveau de la mer $z = (z_0 + z_T)/2$	z	=	102 m
	Pour le calcul, voir l'Annexe A.4.1	g	=	9,808 6 m/s ²
d	Densité de l'eau: voir l'Annexe A.4.2	ρ	=	1 000,4 kg/m ³
	Pression absolue p_1	p_1	=	10,0 bar
e	Aire de la section de référence haute pression (voir Annexe B)	A_1	=	0,503 m ²
	Aire de la section de référence basse pression	A_2	=	1,431 m ²
f	Niveaux géodésiques			
	Niveau de référence de la turbine	Z_t	=	45,70 m
	Niveau de référence pour mesurer l'amenée d'eau	z'_1	=	44,37 m
	Niveau de référence pour mesurer l'évacuation d'eau	z'_2	=	46,02 m
	Pour une turbine à réaction à des fins de cavitation			
	Niveau de la sortie du tube d'aspiration	$z'_{2,3}$	=	42,35 m
	Niveau minimum admissible dans le canal de fuite			
	À débit minimal	$z'_{2,2}$	=	42,70 m
	À débit maximal	$z'_{2,1}$	=	43,20 m
	Pour une turbine à action à des fins d'aération			
	Niveau minimal de l'évacuation dans des conditions maximales	$z'_{2,1}$	=	--,- m
	Niveau de canal / rivière attendu maximal	$z'_{2,2}$	=	--,- m
	Pour information			
	Niveau maximal dans le réservoir supérieur, sans débit	$Z_{0,max}$	=	160,80 m
	Niveau minimal dans le réservoir supérieur, sans débit	$Z_{0,min}$	=	152,20 m

NOTE Pour toutes les classes, il convient de comparer les lectures sur le panneau de contrôle à débit nul et avec une hauteur de charge statique calculée à partir des niveaux dans le canal d'amenée et le canal de fuite.

8.1.2 Valeurs mesurées (lectures)

Il convient que les valeurs mesurées soient tracées en fonction de l'ouverture du distributeur ou de l'injecteur pendant la réalisation de l'essai. Toute lecture qui apparaît comme une erreur peut indiquer que la turbine nécessite d'être réajustée, ou que l'équipement utilisé pour l'essai est défectueux. Il convient que toute lecture effectuée avant une modification soit conservée comme référence.

Tous les enregistrements doivent être terminés avant de débrancher le moindre appareil, puis examinés de façon critique afin de détecter d'éventuelles erreurs. Toute lecture suspectée de contenir une erreur doit être contrôlée en employant un critère statistique, afin d'éliminer un résultat aberrant, voir la CEI 60041. Il convient que les résultats indiquent également si l'essai se situe dans les limites de fonctionnement permises.

La moyenne de toutes les lectures doit être corrigée, en prenant en compte la moyenne des courbes d'étalonnage avant et après l'essai pour chaque instrument, ainsi que tout décalage de zéro.

Recommandation: réaliser un essai de référence préliminaire entre 70 % et 90 % de la puissance nominale de sortie de la turbine afin de vérifier les instruments et la stabilité des signaux.

8.1.3 Effet d'échelle dû à la température de l'eau

Si la température de l'eau sur le site diffère de la température de l'eau utilisée pour l'essai sur modèle réduit de plus de ± 5 °C, il est possible d'effectuer une correction. Il convient de calculer cette correction conformément à la CEI 60193.

8.1.4 Modification des caractéristiques de l'aménagement

Un groupe hydroélectrique peut dépasser la puissance maximale garantie à l'origine par le fabricant. Si l'acheteur donne son accord, le fabricant peut définir une nouvelle valeur de puissance maximale. Afin de déterminer les nouvelles caractéristiques, il convient de faire glisser les caractéristiques originales de la turbine vers la nouvelle puissance maximale mesurée en se référant à l'exemple donné à la Figure 20. Chaque point des caractéristiques de la turbine est déplacé du même pourcentage. La limite maximale du glissement est de 10 % de la puissance nominale. La puissance de sortie nouvellement choisie doit être une référence pour toutes les autres garanties telles que la survitesse transitoire maximum, les pressions transitoires maximum et minimum, la vitesse d'emballement et l'érosion de cavitation.

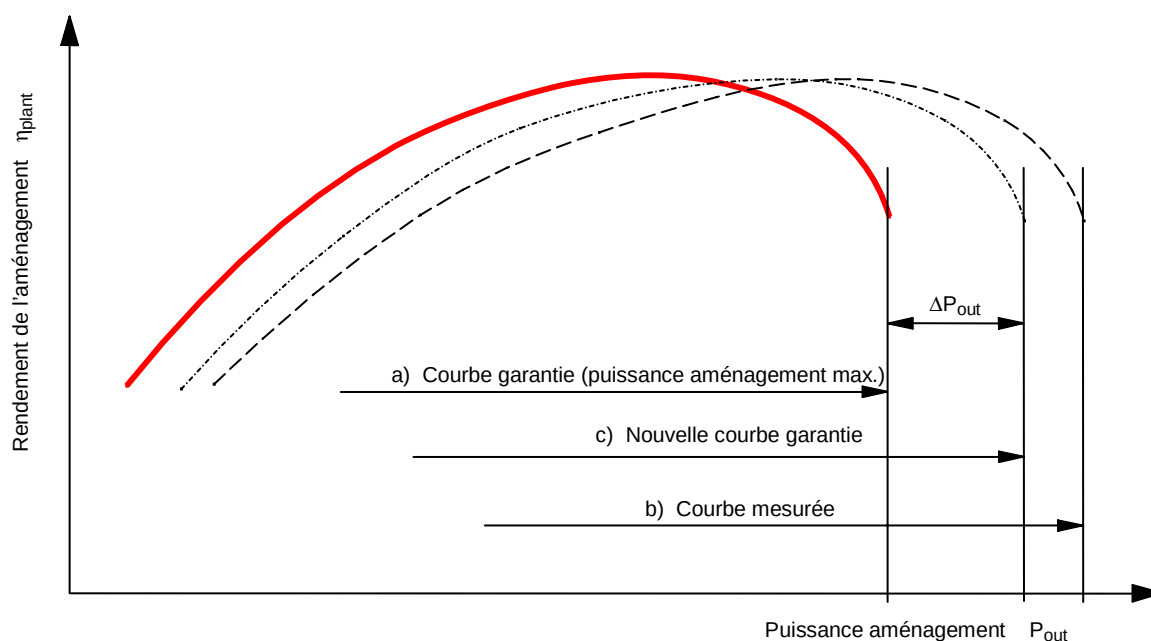


Figure 20 – Glissement des courbes de performance

8.2 Puissance

8.2.1 Mesure de puissance en sortie de l'aménagement

a) Directement sur les TC et les TP du transformateur $P_{out,M} \times (1+f_{P,out}) \geq P_{out,sp}$

b) Indirectement sur les TC et les TP du générateur

$$(P_{gen,M} - P_{L,tf} - P_{L,ax}) \times (1+f_{(P)}) \geq P_{out,sp}$$

où l'incertitude totale sur la puissance de sortie, $f_{(P)}$, est déterminée à partir des erreurs $e_{P_{gen,M}}$, $e_{L,tf}$ et $e_{L,ax}$ (voir 9.4.3.1).

8.2.2 Mesure de puissance en sortie de la génératrice

a) Directement sur les TC et les TP du générateur $P_{gen,M} \times (1+f_{P,gen}) \geq P_{gen,sp}$

b) Indirectement sur les TC et les TP du transformateur

$$(P_{out,M} + P_{L,tf} + P_{L,ax}) \times (1+f_{(P)}) \geq P_{gen,sp}$$

où l'incertitude totale sur la puissance de sortie, $f_{(P)}$, est déterminée à partir des erreurs $e_{P_{out,M}}$, $e_{L,tf}$ et $e_{L,ax}$ (voir 9.4.3.2).

8.2.3 Mesure de puissance en sortie de la turbine

La puissance en sortie de la turbine est généralement déterminée indirectement en mesurant la puissance en sortie de la génératrice et en ajoutant les pertes de la génératrice.

$$(P_{gen,M} + P_{L,gen}) \times (1+f_{(P)}) \geq P_{t,sp}$$

où l'incertitude totale sur la puissance de sortie, $f_{(P)}$, est une fonction des erreurs $e_{P_{gen,M}}$, $e_{L,gen}$ (voir 9.4.3.3).

Si nécessaire, transposer la mesure de la puissance de sortie de la turbine, P_t , à la hauteur de charge nominale garantie, en utilisant la formule suivante:

$$P_{t,r} = P_t \left(\frac{H_R}{H} \right)^{1,5} \text{ à condition que } 1,03 \geq \left(\frac{H_R}{H} \right)^{0,5} \geq 0,97$$

8.3 Rendement relatif de la turbine (essai indiciel)

8.3.1 Généralités

Le rendement relatif de la turbine $\eta_{t,ix}$ se calcule avec la formule suivante:

$$\eta_{t,ix} = \frac{P_t}{H \times g \times \rho \times Q_{ix}} \times 100 \text{ [\%]}$$

où

P_t	puissance de sortie de la turbine	voir 8.2.3
Q_{ix}	débit relatif	voir 8.3.2
H	hauteur de charge nette	voir B.6

8.3.2 Débit relatif

La mesure du débit relatif peut être calculée par la méthode de Winter-Kennedy ou par une autre méthode indicielle. Si le débit ne peut pas être étalonné par une méthode absolue, il peut être ajusté à l'aide du diagramme des collines de rendement garanti. Dans ce cas, le coefficient k et l'exposant x sont choisis de telle sorte que la valeur maximale de la forme

mesurée du rendement relatif correspond au rendement maximal prévu de la turbine au point du meilleur rendement.

Le calcul du débit relatif mesuré par la pression différentielle est le suivant:

$$Q_{ix} = k \cdot \sqrt{\Delta p} \quad \text{ou} \quad Q_{ix} = k \cdot \Delta p^x$$

L'exposant x est utilisé pour altérer la forme mesurée si la fonction de débit Q_{ix} n'est pas exactement la racine carrée de la pression différentielle Δp . L'exposant x doit se situer dans la plage 0,48 à 0,52, ce qui signifie que le débit peut varier de $\pm 2\%$ à 60% de sa valeur optimale.

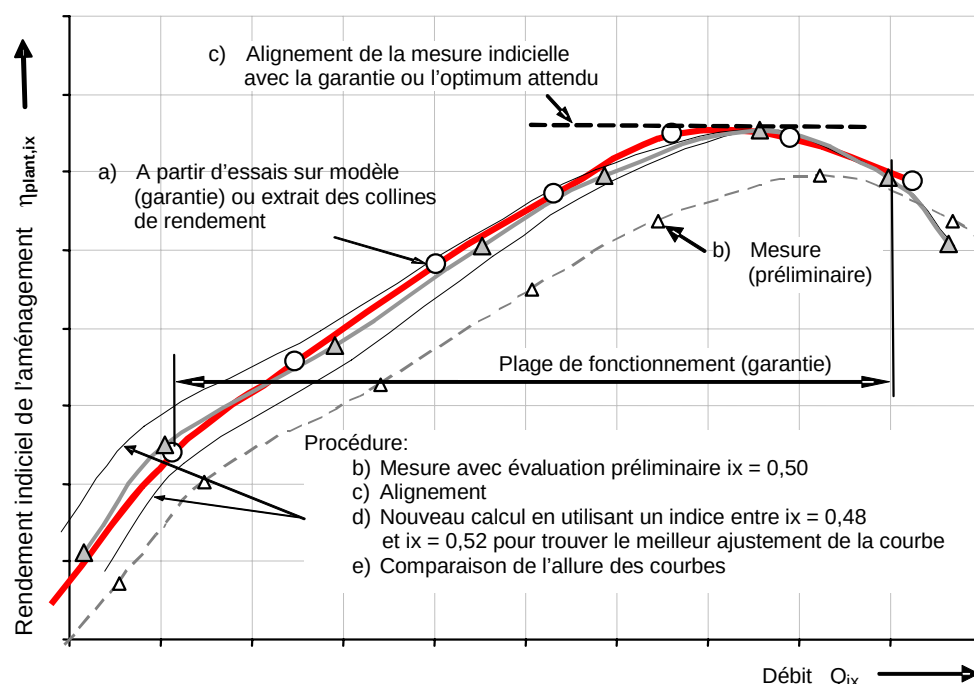


Figure 21 – Variation du facteur k et de l'exposant x sur le rendement indiciel de la turbine

8.3.3 Garantie sur la forme des caractéristiques de l'aménagement

Suivre les étapes suivantes pour comparer la forme de la courbe de rendement garantie avec les résultats de l'essai d'indiciel (voir Figure 21).

- Tracer la courbe de résultats: rendement relatif en fonction du débit relatif de la turbine $Q_{ix,sp}$. Si nécessaire, transposer le débit mesuré Q_{ix} à la hauteur de charge spécifiée garantie en utilisant la formule:

$$Q_{ix,sp} = Q_{ix} \left(\frac{H_{sp}}{H} \right)^{0,5}$$

- Tracer la courbe de rendement garanti (ou une partie de la colline des rendements) sur laquelle se basent les garanties contractuelles.
- Calculer les incertitudes comme décrit en 9.4.4.
- Construire la bande d'incertitude totale en ajoutant le total des incertitudes sur la courbe des résultats.
- Analyser la position de la courbe de rendement garanti: la garantie est satisfaite si la courbe se situe à l'intérieur de la bande d'incertitude pour toute la plage garantie.

Si les garanties ne sont pas satisfaites, une autre méthode de contrôle des performances de la turbine doit être convenue entre le fournisseur et l'acheteur. Il convient normalement de prévoir cette situation dans le contrat, par exemple afin de réaliser des mesures absolues.

NOTE En général, la méthode de l'essai indiciel n'est pas utilisée pour calculer les pénalités relatives à l'absence de rendement. La méthode de Winter-Kennedy est également influencée par la modification des conditions d'entrée d'eau, spécialement lors d'une utilisation sur des demi bâches spirales. Un exemple de ce point peut être provoqué par une distribution de charge différente parmi des unités multiples.

8.3.4 Rendement indiciel relatif de l'aménagement

Ces résultats indiquent la forme des courbes de rendement de l'aménagement, et comportent toutes les pertes à l'intérieur de l'aménagement. Ils peuvent être utilisés pour optimiser le partage de puissance par diverses turbines à l'intérieur de l'aménagement, et pour analyser l'évolution de la production d'énergie annuelle sur les projets de réhabilitation.

$$\eta_{\text{plant}} = \frac{P_{\text{out}}}{H_g \cdot g \cdot \rho \cdot Q_{ix}} \cdot 100 \quad \%$$

8.4 Rendement absolu de la turbine

8.4.1 Généralités

Le rendement absolu de la turbine η_t basé sur les mesures de débit est évalué comme suit:

$$\eta_t = \frac{P_t}{H \cdot g \cdot \rho \cdot Q} \cdot 100 \quad \%$$

Si la méthode thermodynamique est utilisée, voir 7.4.2.

8.4.2 Débit absolu

Tracer le débit absolu mesuré par rapport à l'ouverture des directrices de la turbine afin de déceler d'éventuelles erreurs. Une mesure indicielle peut également être utilisée au même moment afin d'interpoler ou d'extrapoler des données, et de réduire le nombre de mesures absolues de points de débit. Des irrégularités peuvent également être détectées à partir des tracés Q par rapport à Q_{ix} ou Q par rapport à $\log(\Delta p)$.

Normalement, la hauteur de charge diminue lorsque la puissance en sortie de la turbine augmente. Afin de transposer le débit au niveau de hauteur de charge mesurée à celui de la hauteur de charge spécifiée garantie, on utilise la formule suivante:

$$Q_{sp} = Q \left(\frac{H_{sp}}{H} \right)^{0,5} \quad \text{à condition que } 1,03 \geq \left(\frac{H_{sp}}{H} \right)^{0,5} \geq 0,97$$

Si la hauteur de charge se situe en dehors des limites données, un facteur de correction basé sur les essais sur modèle réduit et/ou un diagramme des collines de rendement peut être utilisé d'un commun accord, voir 7.5.

8.4.3 Garantie du rendement de l'aménagement et comparaison avec les résultats

Le rendement mesuré η est tracé avec sa bande d'incertitude en fonction de la puissance de la turbine P ou du débit Q , transposés si nécessaire pour correspondre à la hauteur de charge spécifique et à la vitesse. Si la garantie est donnée pour un ou plusieurs points, ou pour une courbe, elle est respectée si à la hauteur de charge spécifiée, les valeurs garanties apparaissent sous la limite supérieure de la bande d'incertitude totale, dans tout le domaine spécifié.

Si la garantie est donnée comme un rendement pondéré, elle est vérifiée si à la hauteur de charge spécifiée, le rendement moyen garanti est dépassé par le rendement moyen calculé aux mêmes points spécifiés, en utilisant la limite supérieure de la bande d'incertitude totale.

9 Analyse des erreurs

9.1 Généralités

Toute mesure est accompagnée d'incertitudes inévitables, même lorsque les méthodes, instruments et calculs employés se conforment complètement aux exigences de cette norme internationale. Lors de la comparaison des résultats d'un essai avec les chiffres garantis, ces incertitudes doivent être prises en compte d'une façon adéquate. Ces incertitudes concernent uniquement les mesures elles-mêmes et ne concernent ni la performance ni la qualité de la machine sur laquelle l'essai est réalisé.

Aux fins de la présente Norme internationale, une « erreur » se définit comme une valeur égale au double de l'écart-type estimé. Il est admis qu'il y a 95 % de probabilité que la valeur estimée de l'erreur vraie ne dépassera pas le double de l'écart-type estimé. Voir ISO 5168.

NOTE e_X est l'incertitude absolue (erreur) de la valeur X , ces deux grandeurs étant toutes deux exprimées dans la même unité. $f_X = e_X / X$ est l'incertitude relative correspondante exprimée sans unité ou parfois en pourcentage.

9.2 Estimation de l'incertitude systématique (erreur systématique)

9.2.1 Généralités

Les incertitudes systématiques sont plus élevées en charge partielle qu'en charge totale, spécialement pour les paramètres débit et puissance. L'incertitude sera affectée par les instruments utilisés et par la méthode de mesure.

9.2.2 Incertitudes systématiques typiques

Les incertitudes systématiques typiques des valeurs mesurées en charge totale, avec une limite de confiance de 95 %, sont illustrées dans le Tableau 6.

Tableau 6 – Incertitudes systématiques en pleine charge

Méthode	Incertitude typique dans des conditions normales
Méthode d'exploration du champ de vitesse - mesurage à l'aide de moulinets - canaux ouverts - pertuis d'entrée et conduites fermées de 1 m de diamètre ou plus - tubes de Pitot^a	$f_Q = \pm 1,5 \%$ $f_Q = \pm 1,3 \%$ $f_Q = \pm 2,0 \%$
Méthode pression – temps - coupe transversale uniforme - coupe transversale non uniforme	$f_Q = \pm 1,2 \%$ $f_Q = \pm 1,7 \%$
Méthode par ultrasons (acoustique) (conditions favorables) - appareil de mesure non intrusif - deux plans transversaux, quatre chemins chacun - quatre plans transversaux, quatre chemins chacun	$f_Q = \pm 2,5 \%$ $f_Q = \pm 1,5 \%$ $f_Q = \pm 1,0 \%$
Méthode de jaugeage volumétrique	$f_Q = \pm 1,5 \%$
Débitmètres électromagnétiques	$f_Q = \pm 1,5 \%$

Méthode	Incertitude typique dans des conditions normales
Mesure de la pression (f_p) (voir Figure 27) - manomètre à ressort (vérification d'étalonnage sur site) - transmetteurs - manomètre à poids - niveau d'eau à surface libre (voir Figure 26)	$f_p = \pm 0,50 \%$ $f_p = \pm 0,20 \%$ $f_p = \pm 0,10 \%$ Voir B.4.2.4
Puissance en sortie du générateur (f_{gen}) ^b - mesures sur le panneau de contrôle (TC et TP de classe 1,0 %) - o générateur synchrone - o générateur asynchrone - analyseur de puissance	$f_{gen} = \pm 1,50 \%$ $f_{gen} = \pm 1,80 \%$ $f_{gen} = \pm 0,5 \%$
Vitesse de rotation	$f_n = \pm 0,05 \%$
Rendement de la transmission mécanique	$f_{n,tr} = \pm 0,20 \%$
Rendement du transformateur	$f_{n,tf} = \pm 0,10 \%$
NOTE L'incertitude systématique pour les autres méthodes de mesure peut être trouvée dans la CEI 60041.	
^a L'exactitude dépend du nombre de capteurs / sections, du diamètre de la canalisation et du profil d'écoulement attendu.	
^b En fonction de la méthode employée pour la détermination des pertes du générateur, et dans le cas où des shunts sont utilisés pour des courants continus élevés, f_{gen} peut augmenter. Inversement, avec l'utilisation d'instruments électroniques modernes et précis, f_{gen} peut être réduit.	

9.2.3 Incertitude systématique pour des turbines utilisées comme indicateur de débit

La turbine peut être utilisée comme indicateur de débit quand elle est installée pour de la récupération d'énergie dans les équipements d'approvisionnement d'eau potable ou d'irrigation. L'incertitude systématique attendue est donnée dans le Tableau 7.

Tableau 7 – Incertitudes systématiques du débit en fonction de l'ouverture de la turbine

Conditions	Q_50	Q_100
Sans étalonnage	$f_Q = \pm 7,0 \%$	$f_Q = \pm 5,0 \%$
Avec étalonnage par un essai indiciel basé sur un diagramme des collines de rendement garanti	$f_Q = \pm 3,5 \%$	$f_Q = \pm 2,5 \%$
Avec étalonnage par une méthode absolue	$f_Q = \pm 2,1 \%$	$f_Q = \pm 1,5 \%$

9.3 Estimation de l'incertitude aléatoire (précision)

9.3.1 Mesures en un seul point de fonctionnement

9.3.1.1 Comportement stochastique

Ce cas s'applique seulement si les conditions de fonctionnement peuvent être maintenues constantes pendant la durée de l'essai. L'incertitude aléatoire est causée soit par les caractéristiques du système de mesure, soit par les variations de la quantité mesurée, ou par ces deux facteurs et apparaît comme une dispersion de la mesure.

Contrairement à l'incertitude systématique, l'incertitude aléatoire peut être réduite en augmentant le nombre de mesures de la même quantité dans les mêmes conditions de fonctionnement. Le nombre minimum de séquences de mesures ne doit pas être inférieur à deux. Si le débit est mesuré à l'aide de moulinets, la durée d'une séquence pour un point de

fonctionnement doit être partagée de manière à réaliser au moins trois lectures élémentaires espacées de manière égale.

9.3.1.2 Comportement périodique

Un comportement périodique typique est présenté à la Figure 22. Ce cas s'applique si la valeur mesurée montre un comportement continuellement fluctuant ou oscillant. Une valeur typique peut être la pression d'entrée dans une bêche spirale provoquée par un coup de bélier. Cette énergie de fluctuation peut avoir une influence sur le rendement de la turbine.

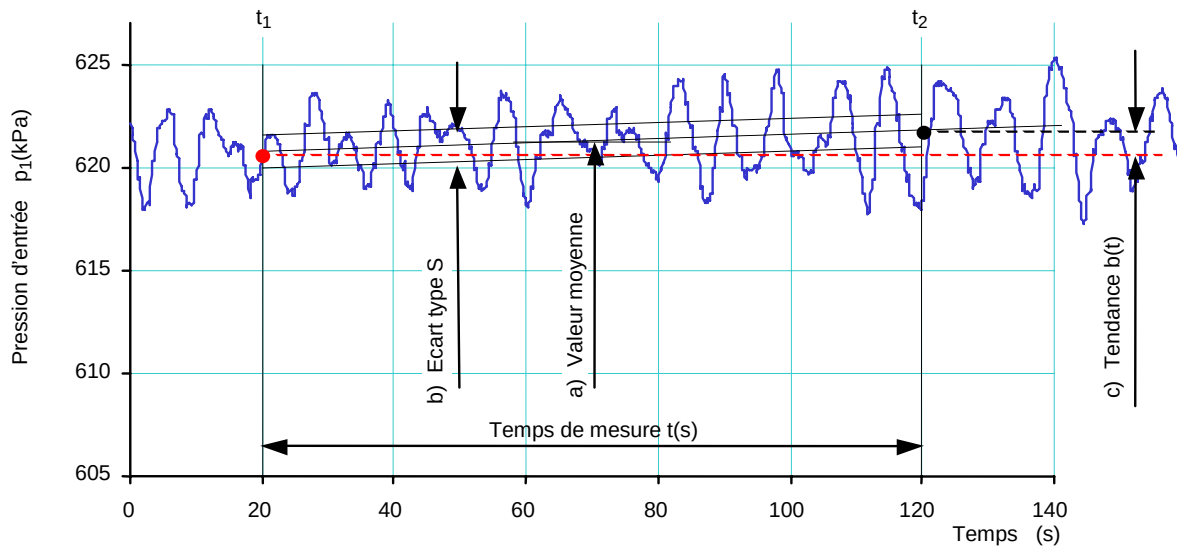
9.3.1.3 Calcul d'écart-type et tendance

L'écart-type $s(y)$ est la moyenne quadratique de l'écart des mesures à partir de la valeur moyenne. L'on connaît rarement, sinon jamais, l'écart-type avec exactitude. Par conséquent, une estimation, s , est faite à partir des mesures disponibles. Étant donné un nombre, n , de mesures indépendantes de y , une estimation, s , de l'écart-type de y , est donnée par:

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

La tendance, b , sur l'intervalle de temps, t , pendant lequel les, n , mesures sont réalisées, donne une bonne indication de la stabilité des conditions. La tendance peut être calculée avec la formule suivante:

$$b = \frac{n \sum xy - (\sum x) \cdot (\sum y)}{n \sum x^2 - (\sum x)^2}$$



Exemple:

Durée de mesure	$t_2 - t_1 = 100 \text{ s}$
Moyenne	$p_1 = 621,3 \text{ kPa}$
Valeur maximale	$p_{1 \text{ max}} = 624,8 \text{ kPa}$
Valeur minimale	$p_{1 \text{ min}} = 617,7 \text{ kPa}$
Écart-type	$s(y) = 1,6 \text{ kPa}$
Tendance	$b(t) = 0,64 \text{ kPa / min}$
Incertitude aléatoire pour la fluctuation de pression	$f_{p1,ra} = \pm 1,6 \times 100 / 621,3 = \pm 0,26 \%$

NOTE Le calcul d'incertitude aléatoire de cette manière, est suffisamment précis pour la plupart des petites installations hydrauliques. Toutefois, une méthode plus rigoureuse peut être trouvée dans la CEI 60041.

Figure 22 – Incertitudes aléatoires sur un point de fonctionnement unique, exemple pour la variation et la fluctuation de pression dans une conduite forcée

9.3.2 Mesures sur toute la plage de fonctionnement

9.3.2.1 Mesures aberrantes

Afin de choisir et d'identifier les mesures aberrantes, il est possible de tracer les données fluctuantes (débit, pression p_1 , p_2 , puissance, pression différentielle) en fonction des valeurs stables (ouverture des aubes directrices, course des injecteurs) sous une forme linéaire et/ou logarithmique, voir Figure 23.

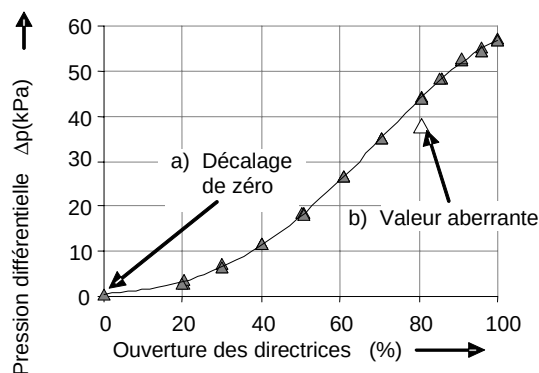


Figure 23a – Tracé linéaire des mesures

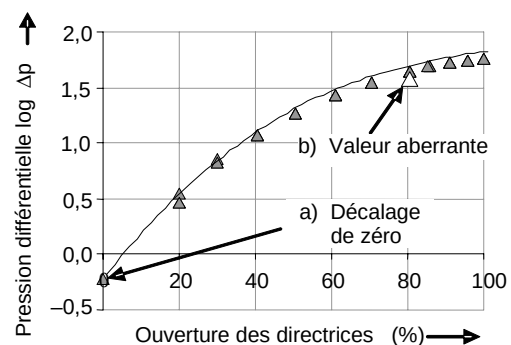


Figure 23b – Tracé logarithmique des mesures

Figure 23 – Détection de valeurs aberrantes: exemple pour trouver le décalage et les erreurs de lecture par tracé des mêmes données sous forme linéaire et logarithmique

9.3.2.2 Lissage des courbes

On peut s'attendre à ce que les mesures de variables telles que la hauteur de charge, le débit et le rendement évoluent dans la plage de fonctionnement selon la fonction relative à la variable. Une estimation de la fonction relative aux variables est fournie par une courbe lissée correspondant aux données observées. Par rapport à l'ensemble de données x et y , de nombreuses courbes lissées peuvent être posées comme postulat et correspondre. Il est courant de limiter le choix à des modèles polynomiaux de premier, deuxième ou troisième ordre. Le choix dépendra de la relation; les pertes hydrauliques par exemple utilisent normalement le deuxième ordre. La courbe lissée ne passera pas nécessairement par tous les points de données observés. La qualité de la courbe lissée dépend du nombre d'éléments et de la variance des observations, voir Figure 24.

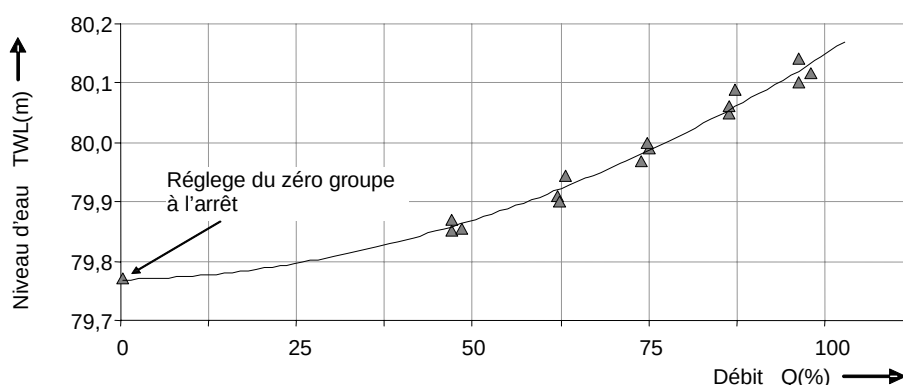


Figure 24 – Exemple de points dispersés avec une fonction de deuxième ordre

9.3.2.3 Discontinuités

On rencontre souvent des ensembles de points de données montrant des discontinuités, qui ne peuvent pas être facilement ou correctement interprétées par des techniques mathématiques. Il convient que le lissage ne soit pas utilisé par une méthode analytique. Il convient que les points de données des deux côtés d'une discontinuité soient traités séparément et que les segments de courbe lissés soient reliés à l'œil afin de représenter les données aussi précisément que possible. Voir Figure 25.

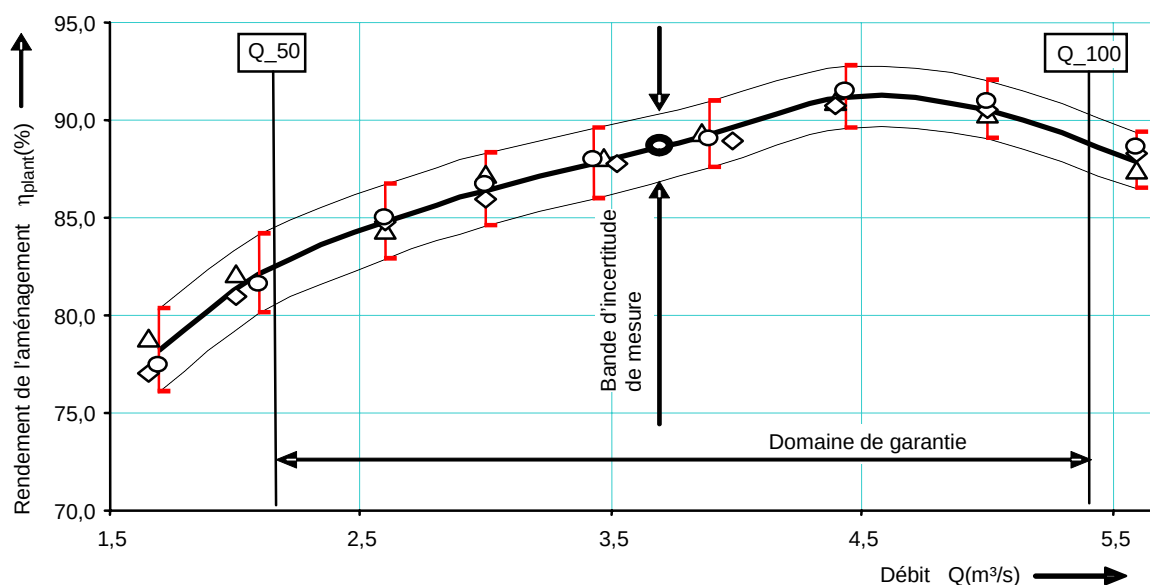


Figure 25 – Points dispersés lissés par un ajustement individuel sur des sections adjacentes

9.4 Évaluation des incertitudes

9.4.1 Généralités

L'incertitude de mesure globale de n'importe laquelle des quantités mesurées (x) doit être calculée en utilisant la racine carrée de la somme des carrés des incertitudes systématiques x_{sy} et aléatoires x_{ra} associées:

$$f_x = \sqrt{f_{x,sy}^2 + f_{x,ra}^2}$$

9.4.2 Hauteur de charge

9.4.2.1 Mesure sur le plan d'eau libre

L'incertitude de la mesure de la hauteur de charge est une combinaison d'incertitudes systématiques et aléatoires dans la mesure du niveau d'amenée d'eau et du niveau de sortie d'eau de la turbine. Elles peuvent être provoquées par une gêne occasionnée par le vent ou une vague au niveau de l'admission d'eau, et par le débit de la turbine au niveau de la sortie d'eau. En cas de fluctuations inattendues de la hauteur de charge, les erreurs individuelles doivent être enregistrées et évaluées.



Figure 26 – Incertitude globale sur la mesure de la hauteur de charge à partir de la mesure du niveau d'eau libre pour les turbines de basse chute

Exemple de calcul de l'incertitude globale sur la mesure de hauteur, pour une hauteur brute de 7 m. Une lecture de 4,00 m sur un capteur de pression situé à l'altitude 3,45 m, donne un niveau d'eau amont = 7,45 m. Une lecture de 0,45 m sur le capteur de niveau du canal de fuite donne directement un niveau à 0,45 m.

Incertitude systématique relative au niveau d'eau amont

Incertitude donnée par le fabricant du capteur	$\pm 0,15 \%$
Erreur de lecture du capteur de pression	$4,00 \times 0,0015 = \pm 0,006 \text{ m}$
Erreur sur l'altitude du capteur	$\pm 0,010 \text{ m}$

Incertitude systématique relative au niveau dans le canal de fuite

Erreur sur la mesure de niveau géodésique	$\pm 0,010 \text{ m}$
---	-----------------------

Combinaison des incertitudes systématiques, $f_{Hg,sys}$

$$\frac{\sqrt{0,006^2 + 0,010^2 + 0,010^2}}{4,00 + 3,45 - 0,45} \times 100 = \pm 0,22 \%$$

Incertitude aléatoire relative aux mesures de niveaux

Erreur de mesure du niveau amont	$\pm 0,010$ m
Erreur de mesure niveau canal de fuite	$\pm 0,020$ m
Combinaison des incertitudes aléatoires, $f_{Hg,ra}$	$\frac{\sqrt{0,010^2 + 0,020^2}}{4,00 + 3,45 - 0,45} \times 100 = \pm 0,32 \%$

Incertitude totale sur la hauteur brute, f_{Hg} $\sqrt{0,22^2 + 0,32^2} = \pm 0,39 \%$

NOTE Voir Article H.6 pour les formules combinant les incertitudes.

9.4.2.2 Mesure en conduite fermée

Des capteurs de pression sont normalement utilisés. L'incertitude systématique est prise à partir des données dépouillées et ne doit pas dépasser 0,15 %. Le diamètre, le profil et la vitesse de l'écoulement constituent des incertitudes supplémentaires. La vitesse d'écoulement est la plus importante de ces incertitudes. La combinaison d'erreurs linéaires et quadratiques en fonction de la vitesse peut être prise à partir de la Figure 27.

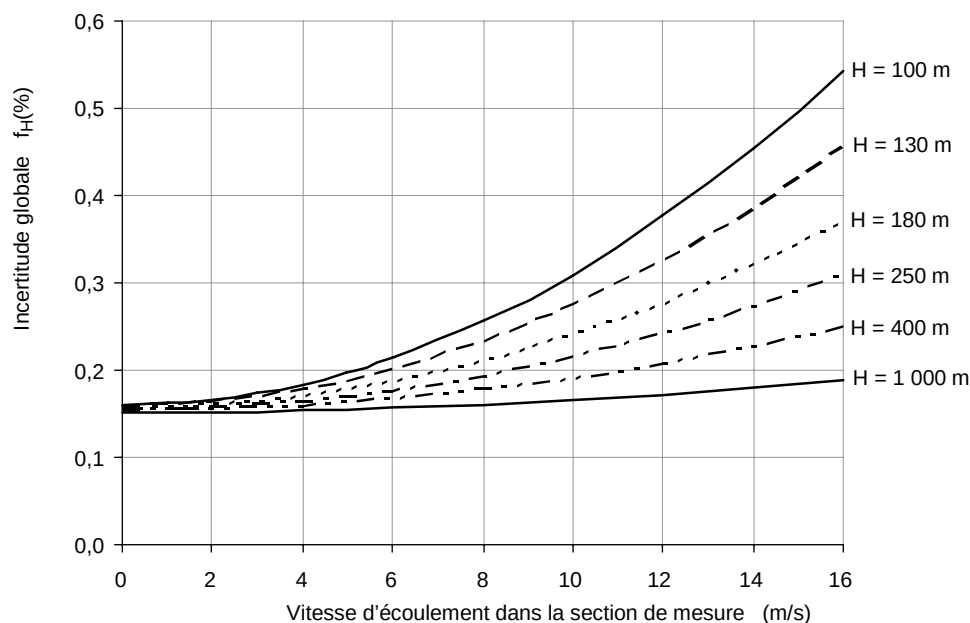


Figure 27 – Incertitude globale sur la hauteur de charge dans une conduite fermée

9.4.3 Puissance

9.4.3.1 Incertitude sur la puissance à la sortie de l'aménagement

NOTE Voir Article H.6 pour les formules combinant les incertitudes.

L'incertitude globale sur la puissance en sortie d'un aménagement est estimée à partir des mesures sur le transformateur et la génératrice, comme suit:

- Mesure directe sur le transformateur

La puissance totale de l'aménagement est la somme de la puissance en sortie du transformateur et de la puissance fournie aux auxiliaires.

Incertitude systématique sur la puissance en sortie du transformateur $f_{P,out,sys} = \sqrt{f_{WH}^2 + f_{PT}^2 + f_{CT}^2}$

Incertitude totale sur la puissance en sortie de l'aménagement $f(P) = \sqrt{f_{P,out,sys}^2 + f_{P,out,ra}^2}$

b) Mesure indirecte sur les bornes de la génératrice

Incertitude systématique sur la puissance en sortie génératrice $f_{P,gen,sys} = \sqrt{f_{WH}^2 + f_{PT}^2 + f_{CT}^2}$

Incertitude totale sur la puissance en sortie génératrice $f_{P,gen} = \sqrt{f_{P,gen,sys}^2 + f_{P,gen,ra}^2}$

Erreur sur la mesure de la puissance en sortie génératrice $e_{P,gen} = P_{gen} \times f_{P,gen}$

Erreur sur la mesure des pertes du transformateur $e_{L,tf} = P_{L,tf} \times f_{L,tf}$

Erreur sur la mesure des pertes des auxiliaires $e_{L,ax} = P_{L,ax} \times f_{L,ax}$

Incertitude totale sur la puissance en sortie de l'aménagement $f(P) = \frac{\sqrt{e_{P,gen}^2 + e_{L,tf}^2 + e_{L,ax}^2}}{P_{gen} - P_{L,tf} - P_{L,ax}}$

9.4.3.2 Incertitude sur la puissance à la sortie de la génératrice

L'incertitude globale sur la puissance en sortie de la génératrice est estimée à partir des mesures sur le transformateur ou la génératrice, comme suit:

a) Mesure indirecte sur les bornes du transformateur

Incertitude systématique sur la puissance en sortie du transformateur $f_{P,out,sys} = \sqrt{f_{WH}^2 + f_{PT}^2 + f_{CT}^2}$

Incertitude totale sur la puissance en sortie du transformateur $f_{P,out} = \sqrt{f_{P,out,sys}^2 + f_{P,out,ra}^2}$

Erreur sur la mesure de la puissance en sortie du transformateur $e_{P,out} = P_{out} \times f_{P,out}$

Erreur sur la mesure des pertes du transformateur $e_{L,tf} = P_{L,tf} \times f_{L,tf}$

Erreur sur la mesure des pertes des auxiliaires $e_{L,ax} = P_{L,ax} \times f_{L,ax}$

Incertitude totale sur la puissance en sortie de la génératrice $f(P) = \frac{\sqrt{e_{P,out}^2 + e_{L,tf}^2 + e_{L,ax}^2}}{P_{out} + P_{L,tf} + P_{L,ax}}$

b) Mesure directe sur les bornes de la génératrice

Incertitude systématique sur la puissance en sortie de la génératrice $f_{P,gen,sys} = \sqrt{f_{WH}^2 + f_{PT}^2 + f_{CT}^2}$

Incertitude totale sur la puissance en sortie de la génératrice $f(P) = \sqrt{f_{P,gen,sys}^2 + f_{P,gen,ra}^2}$

9.4.3.3 Incertitude sur la puissance à la sortie de la turbine

La puissance à la sortie de la turbine est généralement déterminée indirectement en mesurant la puissance à la sortie de la génératrice, et en additionnant les pertes de la génératrice. L'incertitude totale sur la puissance en sortie de la turbine est estimée comme suit:

a) Mesure directe sur les bornes de la génératrice

Incertitude systématique sur la puissance en sortie de la génératrice $f_{P,gen,sys} = \sqrt{f_{WH}^2 + f_{PT}^2 + f_{CT}^2}$

Incertitude totale sur la puissance en sortie de la génératrice $f_{P,gen} = \sqrt{f_{P,gen,sys}^2 + f_{P,gen,ra}^2}$

Erreur sur la mesure de puissance en sortie de la génératrice $e_{P,gen} = P_{gen} \times f_{P,gen}$

Erreur sur la mesure des pertes de la génératrice $e_{L,gen} = P_{L,gen} \times f_{L,gen}$

Incertitude totale sur la puissance en sortie de la turbine $f(P) = \frac{\sqrt{e_{P,gen}^2 + e_{L,gen}^2}}{P_{gen} + P_{L,gen}}$

b) Exemple de calcul de l'incertitude totale sur la puissance en sortie de la turbine

En considérant que la puissance est mesurée sur les bornes de la génératrice.

Incidence systématique sur la mesure de puissance en sortie de génératrice:

Analyseur de puissance (méthode des 2 ou 3 wattmètres)

$$f_{WH} = \pm 0,20 \%$$

Transformateur de potentiel (PT)

$$f_{PT} = \pm 0,30 \%$$

Transformateur de courant (CT)

$$f_{CT} = \pm 0,30 \%$$

Incidence systématique

$$f_{P,gen,sys} = \pm \sqrt{0,20^2 + 0,30^2 + 0,30^2} = \pm 0,47 \%$$

Incidence aléatoire sur la mesure de puissance

$$f_{P,gen,ra} = \pm 0,40 \%$$

Incidence totale sur la mesure de puissance en sortie

de génératrice

$$f_{P,gen} = \pm \sqrt{0,47^2 + 0,40^2} = \pm 0,62 \%$$

Puissance mesurée en sortie de la génératrice

$$P_{gen,M} = 3\,011 \text{ kW}$$

Erreur sur la puissance mesurée en sortie de la génératrice

$$e_{P,gen} = 3\,011 \times 0,0062 = 18,7 \text{ kW}$$

Pertes mesurées en sortie de génératrice (essai en usine)

$$P_{L,gen} = 120 \text{ kW}$$

Incidence sur la mesure des pertes de la génératrice

$$f_{L,gen} = \pm 10 \%$$

Erreur sur la mesure des pertes de la génératrice

$$e_{L,gen} = 120 \times 0,01 = 12 \text{ kW}$$

Incidence totale sur la puissance en sortie de la turbine

$$f(P) = \pm \frac{\sqrt{18,7^2 + 12^2}}{3\,011 + 120} \times 100 = \pm 0,71 \%$$

9.4.4 Mesures dans le cadre de l'essai indicial

9.4.4.1 Incertitudes sur le contrôle de forme

Comme le débit de la turbine est évalué en valeur relative en déplaçant le point de rendement maximal attendu de la turbine, l'évaluation du prototype mesuré par rapport à la garantie peut seulement être réalisée en référence aux valeurs suivantes:

- Hauteur de charge f_H incertitude sur la hauteur de charge nette
- Puissance $f_{P,t}$ incertitude sur la puissance sur l'arbre de la turbine
- Débit $f_{Q,ix}$ le débit est transposé à partir du diagramme des collines de rendement de l'essai sur modèle réduit, et ajusté par rapport à l'alignement de la valeur optimale maximale attendue du rendement de la turbine.
- Rendement $f_{\eta,ix}$ l'écart entre les valeurs mesurées et garanties, incluses les incertitudes globales $\Delta\eta$

Les valeurs d'incertitudes indiquées dans le Tableau 8 peuvent être prises à 50 % du débit maximal.

Tableau 8 – Incertitudes globales sur la forme des caractéristiques de la turbine par rapport au rendement garanti

Type / Emplacement	Type de turbine	Méthode / équipement	Pression différentielle Δp (kPa)	Q ₅₀ $\Delta \eta$	Const. $\Delta \eta_{\text{const}}$
Demi bêche spirale	Turbine Kaplan	Méthode Winter-Kennedy	3 à 8	-3,5 %	-0,7 %
Bêche spirale	Turbine Kaplan	Méthode Winter-Kennedy	15 à 25	-3,0 %	-0,7 %
Bulbe / Puits / Straflo	Turbine Kaplan	Méthode indicielle	15 à 30	-2,5 %	-0,7 %
Bêche spirale	Turbine Francis	Méthode Winter-Kennedy	20 à 30	-2,5 %	-0,5 %
Distributeur	Turbine Pelton	Méthode indicielle	>25	-2,0 %	-0,5 %
Canalisation conique	Toutes les turbines	Méthode indicielle	>20	-2,0 %	-0,5 %
NOTE Une bande d'incertitude constante supplémentaire sur la plage de garantie est nécessaire $\Delta \eta = -0,5 \% \text{ à } -0,7 \%$.					

9.4.4.2 Incertitudes pour les mesures « avant » et « après » (REHAB)

Si la mesure indicielle est utilisée pour une comparaison « avant » et « après » des caractéristiques de mise à niveau des turbines et / ou pour la puissance de sortie maximale, les incertitudes systématiques et aléatoires doivent être prises en compte.

- Hauteur de charge f_H les mêmes repères doivent être utilisés pour les essais « avant » et « après ».
- Puissance $f_{P,t}$ les mêmes TP et TC doivent être utilisés pour la mesure de la puissance du générateur « avant » et « après »
- Débit $f_{Q,ix}$ les coefficients k et x sont fixés pendant les essais « avant ». Les mêmes coefficients sont utilisés pour les essais « après ».
- Rendement $f_{\eta,ix}$ la différence de $\Delta \eta$ de la turbine mise à niveau doit être comparée.

9.4.4.3 Évaluation des incertitudes globales attendues pour le débit indiciel

a) Causes des incertitudes systématiques:

- Décalage du signal provoqué par une erreur de « zéro » des instruments (hystérésis électrique et mécanique), air dans la canalisation.
- Erreur de proportionnalité du signal de la pression différentielle Δp , provoquée par des erreurs de linéarité de l'instrumentation.
- Erreur de proportionnalité du débit provoquée par le changement des vitesses d'écoulement locales dans les sections de mesure.
- Hauteur cinétique en fonction de la vitesse d'écoulement.

Si des essais indiciels sont utilisés pour la comparaison des mesures avant et après une réhabilitation, il est primordial de maintenir soigneusement dans le même état les prises de pression. Il convient que l'emplacement, la surface, le rayon de raccordement des piquages et la longueur des connexions sur la canalisation soient identiques. Des différences conduisent à des incertitudes systématiques supplémentaires.

Les incertitudes systématiques augmentent avec une pression différentielle décroissante. Pour la mesure de débit par essais indiciels, les points les plus importants sont la pression différentielle pour la pleine d'échelle et la possibilité d'un décalage de zéro lorsqu'il n'y a pas de débit. Une estimation des incertitudes systématiques doit être réalisée avant les mesures.

b) Causes des incertitudes aléatoires

- Pulsation de la pression différentielle,
- Stabilité de l'ouverture de la turbine.

Dans la plupart des cas, les incertitudes aléatoires augmentent avec la pression différentielle décroissante. Pour la mesure de débits par essais indicels, les points les plus importants sont la pression différentielle pour la pleine d'échelle et la possibilité d'un décalage de zéro lorsqu'il n'y a pas de débit. Les incertitudes systématiques doivent être estimées avant de faire les mesures.

c) Incertitude globale

La Figure 28 montre l'incertitude globale sur le débit indicel lorsque l'on fait varier la pression différentielle. Sur la Figure 28, l'incertitude globale combine les incertitudes systématiques et aléatoires selon la formule:

$$f_{Q,ix} = \sqrt{f_{Q,ix, sy}^2 + f_{Q,ix, ra}^2}$$

Le Tableau 9 liste les données utilisées pour créer la Figure 28. La courbe d'incertitude $f_{Q,ix}$ correspond à une unique mesure du débit indicel. Une incertitude globale plus élevée peut être atteinte pour des mesures comparatives avant et après réhabilitation.

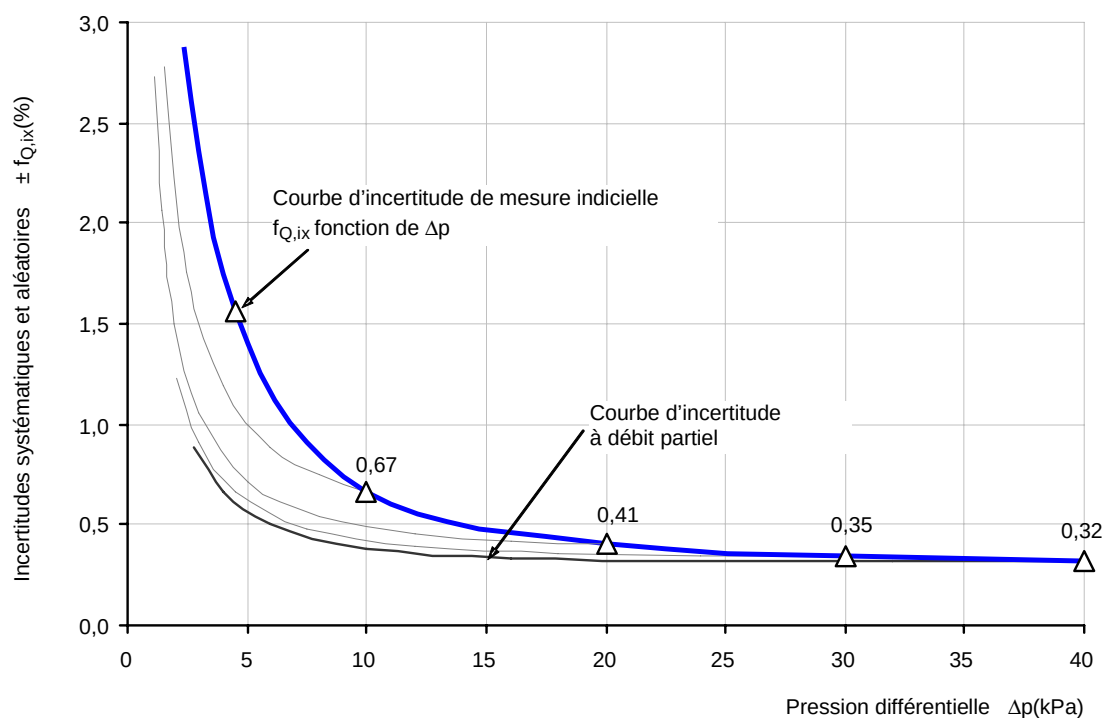


Figure 28 – Incertitudes globales estimées sur la mesure de débit indicel en fonction de la pression différentielle

Tableau 9 – Données utilisées dans la Figure 28

Δp kPa	$f_{Q,ix,sy}$ %	$f_{Q,ix,ra}$ %	Q_100 single	Q_100 pre + post
			$f_{Q,ix}$ %	$f_{Q,ix}$ %
5,00	0,95	1,24	1,56	2,21
10,00	0,45	0,50	0,67	0,95
20,00	0,27	0,31	0,41	0,58
30,00	0,21	0,28	0,35	0,49
40,00	0,17	0,27	0,32	0,45

9.4.5 Détermination du rendement par mesure du débit

L'incertitude sur le rendement de la turbine est calculée à partir des composantes individuelles estimées pour le débit (f_Q), la hauteur de charge (f_H), et la puissance ($f_{P,t}$), par la formule:

$$f_{\eta,t} = \sqrt{f_{P,t}^2 + f_Q^2 + f_{H,net}^2}$$

9.4.6 Détermination du rendement par la méthode thermodynamique

Il s'agit d'une méthode directe pour mesurer le rendement de la turbine. L'incertitude estimée du rendement dépend de l'inverse de la hauteur de charge (c'est-à-dire $f_{\eta,th} = \pm 1,0$ % à faible chute). Pour de plus amples informations sur le calcul de l'incertitude, voir Articles A.2 et A.3 de la CEI 60041:1991.

10 Autres garanties

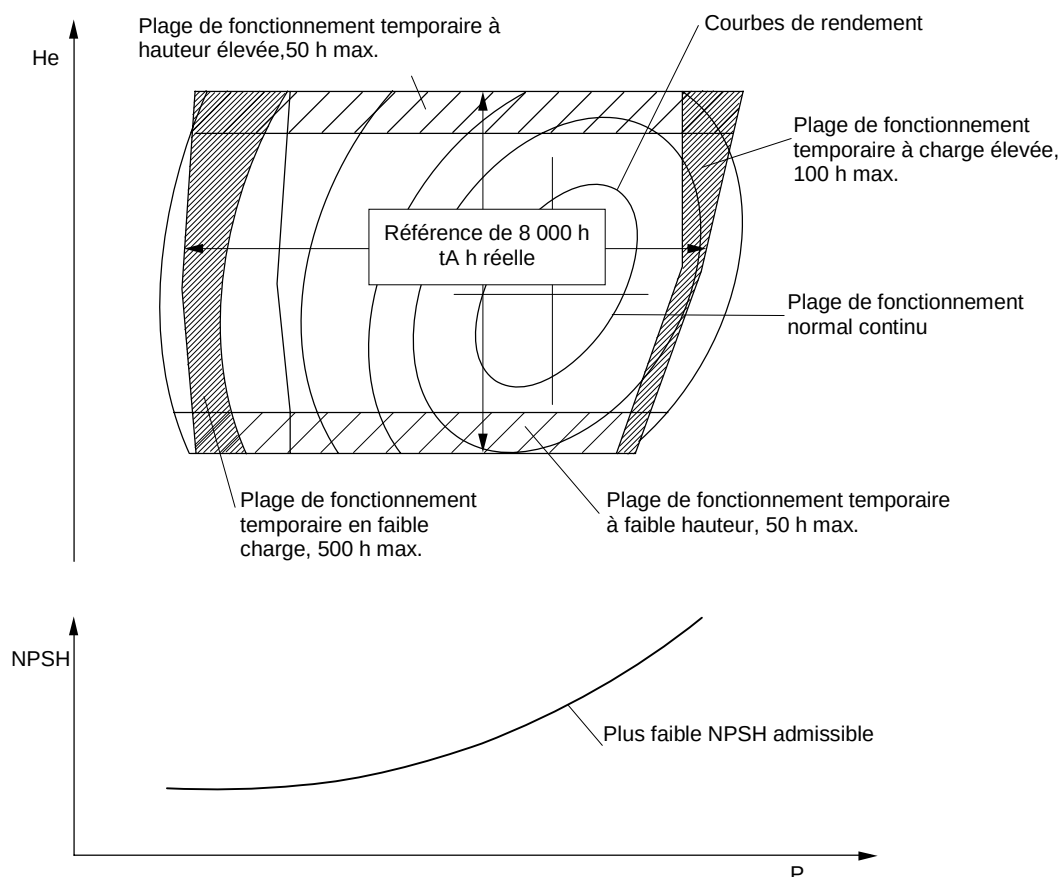
10.1 Cavitation

10.1.1 Généralités

La plage de fonctionnement continu et temporaire en termes de hauteur de charge et de NPSH doit être définie au contrat. Un exemple pour une turbine à réaction typique est illustré à la Figure 29. Les dommages causés par la cavitation doivent être évalués à la fin de la période de garantie, et le fabricant a le droit d'inspecter le groupe après une période raisonnable de fonctionnement afin d'effectuer des actions correctives, si nécessaire. Un enregistrement des paramètres de fonctionnement (durée, puissance, niveaux d'amenée et d'évacuation) doit être conservé durant la période de garantie afin d'assurer le bon fonctionnement du groupe. La garantie de cavitation couvre les dommages au matériel uniquement dus aux piqures de cavitation en eau propre. Les garanties de cavitation ne couvrent normalement pas les dommages dus aux causes suivantes:

- abrasion ou corrosion provoquées par des matériaux en suspension dans l'eau,
- corrosion provoquée par les caractéristiques chimiques de l'eau,
- érosion de cavitation résultant de dommages dus à l'abrasion ou à la corrosion.

Si les matériaux ont été spécialement choisis ou revêtus pour résister à l'abrasion ou à des attaques chimiques, alors il convient que les garanties couvrent ce type de dommage. Pour référence, voir la CEI 60609.



NOTE Quand les dommages de cavitation sont évalués, le nombre d'heures de fonctionnement admissible en régime temporaire est réduit dans le rapport $tA/8\,000\text{ h}$, ou tA est le nombre d'heures de fonctionnement réel. Différentes courbes de NPSH peuvent être utilisées pour chaque plage de hauteur si la hauteur varie de plus de $\pm 5\%$.

Figure 29 – Plage de fonctionnement et limites de cavitation

10.1.2 Méthodes de mesure

L'acheteur et le fabricant doivent, à la fin de la période de garantie, mettre ensemble en évidence toutes les zones érodées par cavitation pour lesquelles la profondeur est supérieure à 0,5 mm, et mesurer avec une incertitude ne dépassant pas $\pm 10\%$:

- L'aire a (en cm^2), de chaque zone érodée. Les aires peuvent être représentées par un dessin adéquat et transférées sur papier avant le calcul.
- La profondeur maximale, s (en mm), de chaque zone érodée. Une jauge de profondeur peut être utilisée avec un modèle du contour d'origine appuyé sur les aires non endommagées.

Sauf mention contraire dans le contrat, la profondeur maximale globale, S (en mm) est le maximum des profondeurs maximales individuelles, s .

Le volume total, V (en cm^3) est ensuite calculé comme étant $V = \sum \{0,5 \times (0,1 \times s) \times a\}$.

10.1.3 Comparaison avec les garanties spécifiées

Sauf mention contraire dans le contrat, l'érosion de cavitation sur les pièces tournantes en acier inoxydable ne doit pas être supérieure aux valeurs indiquées dans le Tableau 10.

Tableau 10 – Limites de l'endommagement par cavitation

Type de turbine	Turbines Pelton, Turgo, etc.	Turbines Francis, Kaplan, etc.	Turbines Cross flow
Profondeur (mm)	$S \leq 2 \times t_A / 8\,000 \times B^{0,5}$	$S \leq 4 \times t_A / 8\,000 \times D^{0,4}$	$S \leq 4 \times t_A / 8\,000 \times D^{0,4}$
Volume (cm ³)	$V \leq 60 \times t_A / 8\,000 \times B^2$	$V \leq 20 \times t_A / 8\,000 \times D^2$	$V \leq 20 \times t_A / 8\,000 \times D \times L$
D(m) est le diamètre de la roue (sortie) pour les turbines Francis et Kaplan, etc. ainsi que pour les turbines Cross Flow. B (m) est la largeur de l'auget pour les turbines Pelton et Turgo, etc. L(m) est la largeur du rotor pour les turbines Cross Flow. t_A est le nombre d'heures de fonctionnement réel pendant la période de garantie.			

Le volume de cavitation sur une aube de roue/pale d'hélice ne doit pas dépasser k/Z fois le volume garanti pour la roue/l'hélice entière, où Z est le nombre de pales/d'aubes de roue, sans comptabiliser les pales intercalaires, ou les augets, et k = 2,0.

Pour toutes les pièces non tournantes, la profondeur de l'érosion de cavitation ne doit pas dépasser les valeurs données pour les pièces tournantes. Le volume de cavitation ne doit pas dépasser les valeurs données pour les pièces tournantes sur les turbines à réaction à flux axial, ni à 0,5 fois cette valeur pour les autres types de turbines à action ou réaction.

10.2 Bruit

10.2.1 Généralités

Le bruit relatif aux générateurs hydroélectriques peut avoir différentes origines:

- Le bruit du générateur vient principalement des pales du ventilateur et du système de refroidissement d'air. Un bruit intense peut être causé par des phénomènes de résonance à l'intérieur du stator, du carter, etc.
- Le bruit de la turbine provient principalement de la conversion d'énergie au niveau de la roue. Le bruit peut être lié à quelque inefficacité dans la turbine, mais ce n'est pas toujours le cas. L'exception arrive dans les turbines Francis à chute élevée pour lesquelles le bruit hydraulique provenant de l'interaction entre le diffuseur, les directrices et l'entrée de roue peut être dominant. Le bruit peut également apparaître dans le cône d'aspiration, causé par une torche de cavitation à l'aval de la roue. Par moments, cette torche de cavitation peut élever de manière significative le niveau sonore et les fluctuations de pression dans la turbine.
- Les engrenages de transmission, le cas échéant, ainsi que les pompes à huile hydrauliques et d'autres équipements mineurs constituent également fréquemment des sources de bruit.

Ce bruit est principalement généré à l'intérieur du bâtiment de la centrale hydraulique. Il peut quelquefois apparaître à l'extérieur du bâtiment, pour des turbines Pelton et Turgo, à cause des écoulements d'air dans le canal de sortie à ciel ouvert. Ce bruit augmente également considérablement lors d'une suppression soudaine de charge.

Le constructeur doit spécifier le niveau sonore attendu du groupe hydroélectrique. Cette information pourra être utilisée pour réaliser une étude de génie civil adaptée, afin de maintenir le bruit extérieur à un niveau acceptable, en tenant compte de l'emplacement et de la législation locale.

10.2.2 Méthodes de mesure

Le bruit doit être mesuré au moyen d'un sonomètre étalonné et affichant des valeurs moyennes pondérées avec un filtre de type A. L'étalonnage doit être effectué avec une

précision de ± 1 dBA, au moyen d'équipements conformes à la norme CEI 60651 type 1 et conformément aux normes correspondantes, comme ISO 1680, ISO 3746, ISO 4412.

La surface de référence pour mesurer le bruit d'un groupe hydroélectrique est la plus petite surface hypothétique (parallélépipède, cylindre, etc.) qui englobe le groupe, ou ses composants comme convenu, et s'achève sur des plans réfléchissants (sol, paroi, etc.). Les mesures doivent être réalisées en des points correspondants aux nœuds d'une grille de $1\text{ m} \times 1\text{ m}$ située à 1 m de distance de la surface de référence.

L'objectif est de mesurer l'émission sonore en champ libre de la source; toute incidence éventuelle de l'environnement, le bruit de fond et les réflexions depuis les limites de la pièce doivent être soustraites de la valeur mesurée.

10.2.3 Comparaison avec les garanties spécifiées

Sauf mention contraire dans le contrat, il convient que l'émission sonore du groupe hydroélectrique ne dépasse pas 93 dBA.

10.3 Vibrations

10.3.1 Généralités

Les vibrations relatives aux générateurs hydroélectriques sont en général de trois types différents:

- fluctuations de pression ou vibrations dans les passages d'eau, souvent provoquées par un déséquilibre hydraulique ou un phénomène de résonance ou des problèmes avec des entrées d'air dans les tubes d'aspiration,
- vibrations de l'arbre tournant, souvent provoquées par un déséquilibre mécanique ou hydraulique,
- vibrations dans les pièces non tournantes, comme par exemple les logements de paliers, un phénomène de résonance provoqué souvent par les vibrations dans les pièces en rotation.

Afin de réduire le risque de vibrations excessives et de discussions en matière de responsabilité, il faut appliquer ce qui suit, sauf mention contraire dans le contrat.

- Le fabricant doit spécifier les exigences en ce qui concerne les fondations du groupe hydroélectrique.
- Le fabricant a le droit d'obtenir tous les dessins et spécifications correspondants relatifs aux voies d'eau en amont et en aval du groupe hydroélectrique, afin d'empêcher l'apparition de phénomènes de résonance ou d'interaction entre le groupe et les autres composants dans des conditions stables ou transitoires.
- Toutes les pièces tournantes doivent être équilibrées au niveau de qualité G 6.3 ISO 1940-1 à la vitesse de service maximale, y compris à la vitesse d'emballement correspondant à la hauteur de charge maximale de calcul.
- Les pièces tournantes assemblés, arbres, brides, etc. doivent avoir des tolérances en fonctionnement ne dépassant pas les limites indiquées dans la norme ANSI/IEEE 810: 1987.
- Les arbres et les composants tournants doivent pendant toutes les conditions de charge constantes être maintenus de façon stable par le palier de butée. Sauf pour les surfaces du palier, les contacts mécaniques entre les pièces non tournantes et les pièces tournantes doivent être évités dans toutes les conditions de fonctionnement.

10.3.2 Mesures et méthodes de mesure

Les vibrations causées par les fluctuations de pression dans les passages d'eau doivent être mesurées lors de l'essai de réception au moyen d'enregistreurs de pression ou

d'enregistreurs de données utilisés dans le cadre du déroulement normal de l'essai de réception.

Les vibrations des pièces tournantes et non tournantes ne sont pas mesurées dans le cadre de l'essai de réception, sauf mention contraire dans le contrat ou à la demande de l'une des parties. Si les mesures sont exigées, il convient qu'elles soient réalisées comme suit:

- Sur les arbres tournants, les vibrations sont en général mesurées par un jeu de deux capteurs de déplacement sans contact situés près des paliers à un angle de 90°, qui mesurent le déplacement relatif et/ou absolu de l'arbre.
- Sur les pièces non tournantes, les vibrations sont en général mesurées par un jeu d'accéléromètres situés sur les logements des paliers, les châssis ou les autres pièces que l'on souhaite étudier. Les mesures sont effectuées dans les trois directions principales.

10.3.3 Comparaison avec les garanties spécifiées

10.3.3.1 Généralités

Le niveau de vibration ne doit pas dépasser les valeurs données ci-dessous dans la plage de fonctionnement continu normal définie à la Figure 29, sauf mention contraire dans le contrat. Dans la plage de fonctionnement temporaire, y compris le démarrage et l'arrêt, les valeurs admises peuvent être augmentées. En dehors de cette plage, y compris dans les conditions de fonctionnement en dehors du réglage des cames, lors de la suppression soudaine de charge et de l'emballement, les vibrations ne doivent pas mettre en cause la sécurité ou la stabilité mécanique du groupe y compris les fondations et les voies d'eau.

10.3.3.2 Fluctuations de pression

Les fluctuations de pression sont mesurées à charge constante, dans la bêche spirale ou la conduite forcée, en valeurs RMS. Les fluctuations de pression dans la bêche spirale et la conduite forcée sont par leur nature plus élevées dans le cas des turbines à simple régulation que dans celui des turbines à double régulation. Ceci est un problème en particulier pour les machines de basse chute fonctionnant à charge partielle (charge < 50 %).

Dans tous les cas les valeurs ne doivent pas dépasser les limites imposées dans le contrat. A titre indicatif, les valeurs RMS sont habituellement attendues dans les limites suivantes:

- 0,5 % de la hauteur de chute nette dans le domaine de fonctionnement normal,
- 1,5 % de la hauteur de chute nette dans le domaine de fonctionnement temporaire,
- 5 % de la hauteur de chute nette pour les machines de basse chute fonctionnant à charge partielle (charge < 50 %).

Les fluctuations de pression dans le tube d'aspiration des turbines à réaction peuvent être plus élevées que dans la conduite forcée. Elles ne sont importantes que si le tube d'aspiration doit supporter un dommage structurel ou si l'existence d'oscillations de puissance ou de vibrations est constatée.

Les fluctuations doivent également être mesurées de pic-à-pic, afin qu'une analyse de fatigue puisse être réalisée ultérieurement, si nécessaire.

10.3.3.3 Vibration des arbres tournants

Les groupes doivent, dans la plage de fonctionnement normal, être conformes à la norme ISO 7919-5 classe B. Le mouvement radial de l'arbre, mesuré de zéro à pic, ne doit pas dépasser 60 % du jeu radial du palier dans des conditions de charge constante.

10.3.3.4 Vibration des pièces non tournantes

Les groupes au-dessus de 1 MW avec des paliers hydrodynamiques lubrifiés à l'huile ou à la graisse doivent, dans la plage de fonctionnement stable normal, être conformes à la norme ISO/DIS 10816-5 classe B, pour le groupe de machines correspondant.

Les groupes au-dessous de 1 MW, ou avec des paliers lubrifiés à l'eau, peuvent être conformes à la classe B pour la plage de fonctionnement normal, pour le groupe de machines correspondant.

Les groupes avec des paliers à roulements doivent être conformes à la norme ISO 10816-3 classe B.

Les vibrations des pièces non tournantes mineures comme les protections de trappes, etc., causées par le phénomène de résonance, ne sont pas couvertes par les présentes recommandations, mais elles ne devraient pas provoquer de bruit non désiré.

Annexe A (normative)

Termes, définitions, symboles et unités

A.1 Termes et définitions

A.1.1 Généralités

Pour les besoins du présent document, les termes, définitions, symboles et unités suivants s'appliquent.

Le Système International d'Unités est utilisé tout au long de la présente norme.

A.1.2 Indices

Numéro du terme	Terme	Définition / Description	Symbole
A.1.2.1	Passage d'eau en amont	Pour la section d'admission d'eau avant la grille, aucune aire n'est normalement définie	0
A.1.2.2	Section de référence haute pression	Section côté haute pression de la turbine par rapport à laquelle les performances garanties sont définies, voir Figure 1 Elle peut se situer en amont de la vanne du groupe si cela est spécifié au contrat, voir Figure B.1	1
A.1.2.3	Sections de mesure haute pression	Dans la mesure du possible, il convient que ces sections coïncident avec la section 1; sinon les valeurs mesurées doivent être transposées à celle-ci	1', 1''
A.1.2.4	Section de référence basse pression	Section côté basse pression de la turbine par rapport à laquelle les performances garanties sont définies, voir Figure 1	2
A.1.2.5	Section de mesure basse pression	Dans la mesure du possible, ces sections devraient coïncider avec la section 2; sinon les valeurs mesurées doivent être transposées à celle-ci	2', 2''
A.1.2.6	Passage d'eau en aval	Pour la section de sortie après le tube d'aspiration, aucune aire n'est souvent définie	3
A.1.2.7	Symbole spécifié	Symbole désignant les valeurs des grandeurs telles que la vitesse de rotation, la débit, etc. pour lesquelles d'autres grandeurs sont garanties	sp
A.1.2.8	Symbole mesuré	Symbole désignant la valeur de quantités, mesurées durant l'essai	M
A.1.2.9	Symbole transposé (Nominal)	Symbole désignant la valeur de quantités transposées aux conditions de garantie (nominales)	R
A.1.2.10	Symbole pondéré	Valeur calculée à partir de plusieurs valeurs avec des pondérations différentes	w
A.1.2.11	indiciel	Relatif à l'essai indiciel	ix

A.1.3 Termes et définitions géométriques

Numéro du terme	Terme	Définition / Description	Symbole	Unité
A.1.3.1	Aire	Aire nette d'une section transversale normale à la direction générale de l'écoulement	A	m ²
A.1.3.2	Ouverture du distributeur	Ouverture moyenne des aubes directrices mesurée à partir de la position fermée (à des fins de comparaison avec l'essai sur modèle réduit)	α a0 GV	° mm %

Numéro du terme	Terme	Définition / Description	Symbole	Unité
A.1.3.3	Ouverture de l'injecteur	Course moyenne des pointeaux mesurée à partir de la position fermée	s NO	mm %
A.1.3.4	Inclinaison des pales	Inclinaison moyenne des pales mesurée à partir d'une position donnée	β RB	° %
A.1.3.5	Niveau	Côte d'un point du système par rapport au niveau de référence (habituellement le niveau moyen de la mer)	z	m
A.1.3.6	Niveau de référence de la turbine	Côte d'un point dans une turbine prise pour référence	z_T	m

A.1.4 Principales quantités physiques

Numéro du terme	Terme	Définition / Description	Symbole	Unité
A.1.4.1	Masse	Masse = ρV	m	kg
A.1.4.2	Accélération (due à la pesanteur)	Valeur locale de « g » en fonction de l'altitude et de la latitude du lieu d'essai	g	m/s ²
A.1.4.3	Température	Température thermodynamique Température en Celsius ϑ $= \Theta - 273,15$	Θ ϑ	K °C
A.1.4.4	Masse volumique	Masse par unité de volume	ρ	kg/m ³
A.1.4.5	Viscosité cinématique	Rapport de la viscosité dynamique à la masse volumique	ν	m ² /s
A.1.4.6	Vitesse moyenne	Rapport du débit-volume à l'aire A	v	m/s
A.1.4.7	Vitesse de rotation	Nombre de tours de la machine par unité de temps	n	1/min
A.1.4.8	Vitesse instantanée maximale d'une turbine	Vitesse la plus élevée atteinte par une turbine lors d'une suppression soudaine spécifiée de la charge, dans des conditions de fonctionnement spécifiées du régulateur	n_m	1/min
A.1.4.9	Vitesse instantanée maximum maximum d'une turbine	Vitesse instantanée maximale atteinte par une turbine dans des conditions de fonctionnement transitoires les plus défavorables (dans certains cas, la vitesse instantanée maximum maximum peut dépasser la vitesse maximale d'emballement)	$n_{m,max}$	1/min
A.1.4.10	Vitesse maximale d'emballement stabilisé	Vitesse à hauteur de charge maximale, pour l'ouverture des injecteurs ou du distributeur et/ou l'inclinaison des pales qui donne la valeur maximale, après dissipation de toutes les oscillations transitoires, et avec la génératrice déconnectée de sa charge ou du réseau et non excitée.	n_{run}	1/min
A.1.4.11	Vitesse finale	Vitesse d'une turbine en régime permanent après amortissement de toutes les oscillations transitoires	n_f	1/min
A.1.4.12	Pression absolue	Pression statique d'un fluide mesurée par rapport au vide absolu	p_{abs}	Pa
A.1.4.13	Pression ambiante	Pression absolue de l'air ambiant	p_{amb}	Pa
A.1.4.14	Pression relative	Différence entre la pression statique absolue d'un fluide et la pression ambiante au lieu et à l'instant du mesurage: $p = p_{abs} - p_{amb}$	p	Pa

A.1.5 Termes et définitions relatifs à la hauteur de charge

Numéro du terme	Terme	Définition / Description	Symbole	Unité
A.1.5.1	Énergie massique de l'eau	Énergie de l'eau par unité de masse dans une section de mesure/de référence	E e	J/kg
A.1.5.2	Hauteur de charge totale	$h_{\text{tot}} = e/g$	h_{tot}	m
A.1.5.3	Hauteur cinétique	$h_{\text{dyn}} = v^2/(2g)$	h_{dyn}	m
A.1.5.4	Hauteur statique	Dans une section de mesure / de référence: $h_{\text{stat}} = h_{\text{tot}} - h_{\text{dyn}}$ entre deux sections de référence: $H_{\text{stat}} = h_{\text{stat},1} - h_{\text{stat},2}$	h_{stat} H_{stat}	m
A.1.5.5	Hauteur de charge brute	Hauteur de charge entre le niveau d'amenée et le niveau d'évacuation $H_g = \text{HWL} - \text{TWL}$, $H_g = (e_0 - e_3)/g$	H_g	m
A.1.5.6	Hauteur de charge nette	$H = (e_1 - e_2)/g$	H	m
A.1.5.7	Hauteur de charge nominale	Hauteur de charge nette aux conditions de calcul	H_R	m
A.1.5.8	Différence de hauteur de charge	Hauteur de charge mesurée par rapport à la surface de l'eau	h'	m
A.1.5.9	Pertes de charge dans le passage d'eau	Pertes de charge dans le passage d'eau, en amont de la turbine	h_{Li}	m
A.1.5.10	Énergie hydraulique massique nette à l'aspiration	Énergie hydraulique massique absolue à la section 2, rapportée au niveau de référence de la machine, diminuée de l'énergie massique correspondant à la pression de vapeur, voir la CEI 60193 pour la formule	NPSE	J/kg
A.1.5.11	Hauteur de charge nette absolue à l'aspiration	$\text{NPSH} = \text{NPSE}/g$	NPSH	m

A.1.6 Termes et définitions relatifs au débit

Numéro du terme	Terme	Définition / Description	Symbole	Unité
A.1.6.1	Débit (débit-volume)	Volume d'eau s'écoulant par unité de temps à travers une section du système	Q	m ³ /s
A.1.6.2	Débit nominal	Débit aux conditions de calcul	Q_{sp}	m ³ /s
A.1.6.3	Débit indiciel	Débit pendant un essai indiciel $Q_{\text{ix}} = k \cdot \Delta p^x$ $k \rightarrow$ coefficient $x \rightarrow$ exposant	Q_{ix}	m ³ /s

A.1.7 Termes et définitions relatifs à la puissance

Numéro du terme	Terme	Définition / Description	Symbole	Unité
A.1.7.1	Puissance hydraulique	Puissance disponible dans l'eau pour produire de l'énergie $P_h = gH(\rho Q)$	P_h	W
A.1.7.2	Puissance mécanique en sortie	Puissance mécanique sur l'arbre de la turbine	P_t	W
A.1.7.3	Puissance nominale	Puissance mécanique aux conditions de calcul	P_R	W
A.1.7.4	Puissance en	Puissance électrique en sortie du générateur (mesuré)	P_{gen}	W

Numéro du terme	Terme	Définition / Description	Symbole	Unité
	sortie du générateur	directement)		
A.1.7.5	Puissance en sortie de l'aménagement	Puissance électrique en sortie de l'aménagement hydroélectrique (mesurée indirectement via P_{gen} ou directement via P_{out})	P_{out}	W
A.1.7.6	Pertes - de la transmission	Pertes mécaniques de la transmission (engrenage/courroie)	$P_{\text{L,tr}}$	W
A.1.7.7	- des dispositifs auxiliaires	Pertes de puissance dans le sous-système (pertes auxiliaires et partie des pertes du palier de butée en raison de forces hydrauliques axiales)	$P_{\text{L,ax}}$	W
A.1.7.8	- du générateur	Pertes internes du générateur comprenant les pertes du palier	$P_{\text{L,gen}}$	W
A.1.7.9	- du transformateur	Pertes électriques du transformateur	$P_{\text{L,tf}}$	W
A.1.7.10	- de l'excitateur	Pertes d'excitation en cas de raccordement électrique externe ou d'entraînement mécanique	$P_{\text{L,ex}}$	W

A.1.8 Termes et définitions relatifs au rendement

Numéro du terme	Terme	Définition / Description	Symbole	Unité
A.1.8.1	Rendement de la turbine	Indiciel $\eta_{t,ix} = P_t / (H \cdot g \cdot \rho \cdot Q_{ix})$ Absolu $\eta_t = P_t / (H \cdot g \cdot \rho \cdot Q)$	$\eta_{t,ix}$ η_t	-
A.1.8.2	Rendement de la génératrice	$\eta_{\text{gen}} = P_{\text{gen}} / (P_{\text{gen}} + P_{\text{L,gen}})$	η_{gen}	-
A.1.8.3	Rendement de l'aménagement	Indiciel $\eta_{\text{plant},ix} = P_{\text{out}} / (H_g \cdot g \cdot \rho \cdot Q_{ix})$ Absolu $\eta_{\text{plant}} = P_{\text{out}} / (H_g \cdot g \cdot \rho \cdot Q)$	$\eta_{\text{plant},ix}$ η_{plant}	-
A.1.8.4	Rendement du transformateur		η_{tf}	-
A.1.8.5	Rendement de la transmission (engrenages)	$\eta_{\text{tr}} = (P_{\text{gen}} + P_{\text{L,gen}}) / P_t$	η_{tr}	-

A.1.9 Termes et définitions relatifs aux incertitudes

Numéro du terme	Terme	Définition / Description	Symbole
A.1.9.1	Erreur absolue (incertitude) dans la valeur x d'une quantité mesurée		e_x
A.1.9.2	Valeur de la quantité mesurée		x
A.1.9.3	Erreur relative (incertitude)		$f_x = e_x / x$
A.1.9.4	Incertaince systématique		$f_{x, sy}$
A.1.9.5	Incertaince aléatoire		$f_{x, ra}$
A.1.9.6	Incertainces globales sur la puissance de sortie dont les erreurs systématiques et aléatoires de la puissance et de la hauteur de charge	Puissance en sortie de la turbine (puissance sur l'arbre)	$f_{P,t}$
A.1.9.7		Puissance en sortie du générateur (à la boîte à bornes)	$f_{P, gen}$
A.1.9.8		Puissance en sortie du groupe hydroélectrique (sur la ligne de raccordement au réseau)	$f_{P, out}$

Numéro du terme	Terme	Définition / Description	Symbole
A.1.9.9		Incertitude relative sur la puissance calculée	$f_{(P)}$
A.1.9.10	Incertitudes globales dans la valeur de rendement comprenant les erreurs systématiques et aléatoires	Rendement de la turbine, absolu	$f_{\eta,t}$
A.1.9.11		Rendement de la turbine, méthode thermodynamique	$f_{\eta,th}$
A.1.9.12		Rendement de la turbine, essai indiciel	$f_{\eta,t,ix}$
A.1.9.13		Rendement de l'aménagement, essai indiciel	$f_{\eta,out}$
A.1.9.14	Incertitudes dans la valeur de la hauteur de charge	Mesure de la pression	f_p
A.1.9.15		Hauteur de charge nette	f_H
A.1.9.16	Incertitudes dans la valeur du débit	Débit absolu	f_Q
A.1.9.17		Débit indiciel	$f_{Q,ix}$
A.1.9.18	Incertitudes dues aux composants avec entraînement direct ou raccordés	Pertes du générateur	$f_{L,gen}$
A.1.9.19		Pertes de transmission mécaniques	$f_{L,tr}$
A.1.9.20		Pertes du transformateur	$f_{L,tf}$
A.1.9.21	Incertitudes systématiques causées par les instruments utilisés pour la mesure de la puissance	Compteur d'énergie (compteur watt/heure)	f_{WH}
A.1.9.22		Transformateur de potentiel	f_{PT}
A.1.9.23		Transformateur de courant	f_{CT}
A.1.9.24		Chronomètre	f_T

A.1.10 Autres termes et définitions

Numéro du terme	Définition / Description	Symbole
A.1.10.1	Ouverture du distributeur (ouverture des aubes directrices)	GV
A.1.10.2	Ouverture des pales	RB
A.1.10.3	Ouverture de l'injecteur	NO
A.1.10.4	Transformateur de tension	TP
A.1.10.5	Transformateur de courant	TC
A.1.10.6	Facteur de puissance	$\cos \phi$
A.1.10.7	Niveau de l'amenée	HWL
A.1.10.8	Niveau de l'évacuation	TWL

A.2 Définition de l'énergie hydraulique spécifique

Selon l'équation de Bernoulli, la conservation de l'énergie hydraulique le long d'un tube de courant peut s'écrire sous trois formes, comme suit:

1	E	= Énergie massique = $v^2/2 + p/\rho + gz$	Dimension: $\text{Nm/kg} = \text{m}^2/\text{s}^2 = \text{J/kg}$
2	H	= Énergie par unité locale de poids = $v^2/(2g) + p/(\rho g) + z$	Dimension: $\text{Nm/N} = \text{m}$
3	p_{tot}	= Énergie volumique = $\rho v^2/2 + p + \rho gz$	Dimension: $\text{Nm/m}^3 = \text{N/m}^2$

Ces trois formes sont équivalentes et peuvent être utilisées sans aucune perte de précision dans tout type de calcul. Pour ces trois formes, il est correct d'utiliser le terme « énergie hydraulique spécifique ».

La première équation correspond à la définition donnée dans la CEI 60041. Dans cette forme, le terme E représente « l'énergie hydraulique spécifique » totale. Selon la CEI 60041, les termes individuels signifient:

- $v^2/2$ énergie cinétique spécifique,
- p/ρ énergie potentielle de pression spécifique,
- gz énergie potentielle de position spécifique.

La deuxième équation est proposée pour les petits aménagements hydroélectriques afin de simplifier la procédure et également éviter des erreurs. Les termes individuels de « l'énergie hydraulique spécifique » sont alors:

- $v^2/(2g)$ hauteur cinétique (hauteur équivalente de la vitesse),
- $p/(\rho g)$ hauteur piézométrique (hauteur équivalente de la pression),
- z hauteur géométrique de charge (altitude).

Le calcul de « l'énergie hydraulique spécifique » totale E selon la CEI 60041 est alors $E = gH$.

A.3 Définition de la variation de pression transitoire

La pression maximale ou minimale est la pression momentanée dans les conditions transitoires les plus défavorables en général en condition de hauteur de charge et/ou de débit maximal. La pression maximale p_{+m} est illustrée à la Figure A.1. La pression minimale p_{-m} est illustrée à la Figure A.2.

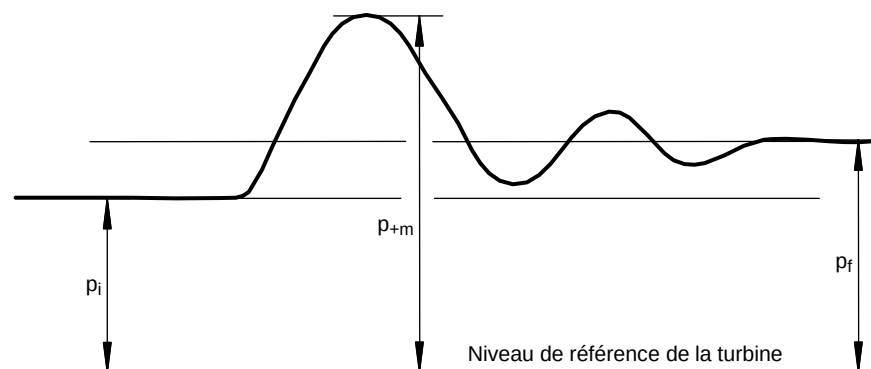


Figure A.1 – Fluctuation de la pression transitoire au niveau de la section de référence haute pression de la turbine, lorsqu'une charge spécifiée est soudainement supprimée

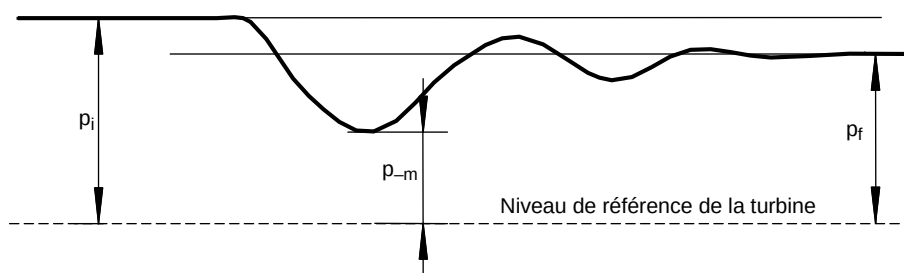


Figure A.2 – Fluctuation de la pression transitoire au niveau de la section de référence haute pression de la turbine, lorsqu'une charge spécifiée est soudainement acceptée

NOTE Les courbes ne montrent pas de fluctuations de pression provoquées par les fréquences plus élevées, principalement produites par la rotation de la roue et d'autres phénomènes dynamiques. Voir 5.9 et les Figures 11 et 12 pour obtenir un exemple de traitement de cette fluctuation de pression influencée (modulée) par des pulsations de fréquence plus élevées.

A.4 Données physiques

A.4.1 Accélération de la pesanteur en fonction de la latitude et de l'altitude

La valeur de g normalisée sur le plan international est $9,806 \text{ m/s}^2$.

L'accélération de la pesanteur peut se calculer par la formule suivante:

$$g = 9,7803 (1 + 0,0053 \sin^2 \varphi) - 3 \times 10^{-6} z$$

où

φ est la latitude en degrés,

z est l'altitude en mètres.

A.4.2 Masse volumique de l'eau propre

On utilise pour le calcul la formule de Herbst et Rögener (voir la CEI 60041). Les valeurs sont présentées dans le Tableau A.1 et des valeurs intermédiaires peuvent être déterminées par interpolation linéaire. Pour les calculs numériques, de simples formules d'une précision suffisante comme les formules de Weber peuvent être utilisées.

Tableau A.1 – Masse volumique de l'eau

Température °C	Pression absolue 10^5 Pa					
	1	10	20	50	100	150
0	999,8	1 000,3	1 000,8	1 002,3	1 004,8	1 007,3
5	999,9	1 000,4	1 000,9	1 002,4	1 004,8	1 007,2
10	999,7	1 000,1	1 000,6	1 002,0	1 004,4	1 006,7
15	999,1	999,5	1 000,0	1 001,4	1 003,7	1 005,9
20	998,2	998,6	999,1	1 000,4	1 002,7	1 004,9
25	997,0	997,4	997,9	999,2	1 001,5	1 003,7
30	995,7	996,1	996,5	997,8	1 000,0	1 002,2
35	994,0	994,4	994,9	996,2	998,4	1 000,5
40	992,2	992,6	993,1	994,4	996,5	998,7

A.4.3 Masse volumique de l'air

La masse volumique de l'air ρ_a (kg/m³) est calculée au moyen de la formule suivante:

$$\rho_a = \frac{p_{abs}}{\Theta} \times 3,483\,7 \times 10^{-3}$$

où

p_{abs} est en Pascal,

Θ est en Kelvin.

Annexe B (normative)

Définition de la hauteur de charge

B.1 Généralités

Dans la présente norme, les termes hauteur de charge nette H , hauteur de charge brute H_g , hauteur de charge totale H_{tot} et hauteur de charge statique H_{stat} sont principalement utilisés pour l'énergie et la pression.

Si nécessaire, l'énergie spécifique e peut être calculée avec $e = gH$.

La hauteur de charge nette H de la turbine est:

$$H_{\text{net}} = \frac{(p_{\text{abs1}} - p_{\text{abs2}})}{\rho g} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2g} + (z_1 - z_2)$$

L'influence du changement de pression ambiante p_{amb} entre les sections 1 et 2 est très faible et peut être négligée pour les petites turbines. Pour la même raison, la moyenne de g ou ρ est également négligée en général. La référence pour l'altitude est prise au niveau de calage de la turbine z_T .

La formule pour la hauteur de charge nette peut ensuite être simplifiée comme suit, en prenant $p = p_{\text{abs}} - p_{\text{amb}}$.

$$H_{\text{net}} = \frac{(p_1 - p_2)}{\rho g} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2g} + (z_1 - z_2)$$

B.2 Choix d'une section de mesure de la pression

B.2.1 Généralités

La hauteur de charge nette de la machine est une caractéristique principale et doit être mesurée dans tous les essais de la machine hydraulique. Afin de calculer la hauteur de charge nette de la turbine, il est nécessaire de déterminer la hauteur de charge dans chacune des sections de référence ou leur différence.

Il convient que les sections de mesure soient choisies pour avoir des écoulements uniformes et réguliers, et acceptées par toutes les parties. Eviter les sections où la répartition des vitesses est distordue par un coude, une vanne ou d'autres perturbations à l'extérieur de la machine hydraulique. Le plan de la section de mesure doit être normal à la direction moyenne de l'écoulement. L'aire de la section de mesure est utilisée pour calculer la vitesse débitante moyenne, et doit être facile à mesurer.

Autant que possible, il convient que les sections de mesure 1' et 2' coïncident avec les sections de référence 1 et 2. Si cela n'est pas possible, la méthode de correction des valeurs par rapport à la section de référence doit être convenue. L'évaluation de cette différence de hauteur de charge peut se baser sur des connaissances théoriques et une expérience pratique.

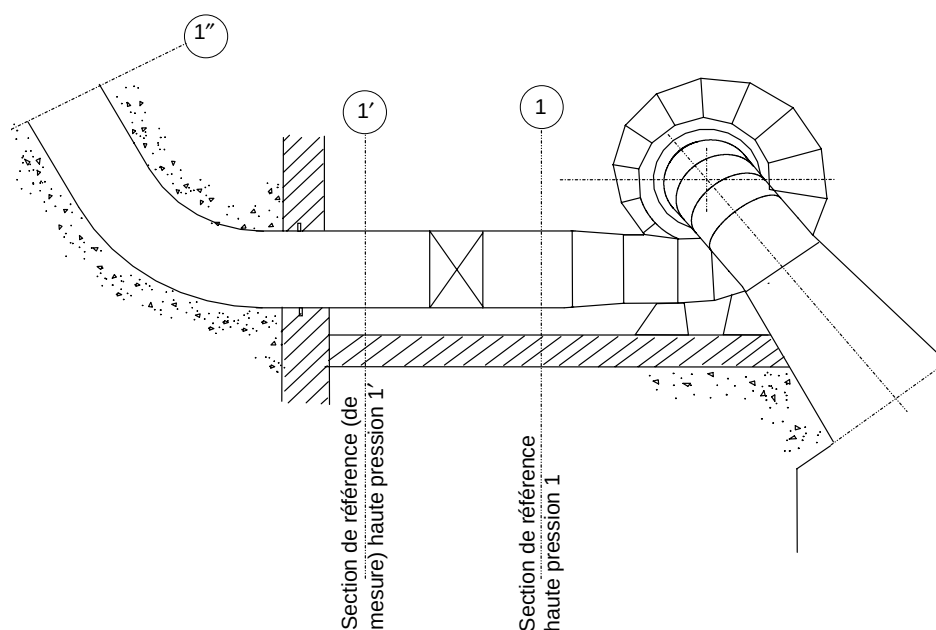


Figure B.1 – Sections de référence et de mesure côté haute pression

B.2.2 Section de référence amont

Dans l'idéal, cette section doit se situer dans une section droite de la conduite à une distance de deux fois le diamètre en amont de l'admission d'eau dans la turbine (bâche spirale ou distributeur). La conduite peut être légèrement divergente ou convergente. Si toutes les parties sont d'accord, la section de référence pour la garantie peut être déplacée depuis la section d'admission d'eau de la turbine 1 à 1' en tenant compte des pertes au niveau du dispositif de fermeture.

B.2.3 Section de référence aval

B.2.3.1 Turbines à action

Le niveau de référence en aval doit être la moyenne des côtes d'altitude des points de contact théoriques entre les jets et la roue. On admet que la pression à l'intérieur du corps de la turbine est égale à la pression atmosphérique. Des corrections doivent être appliquées dans le cas d'une turbine dépressurisée ou pressurisée.

B.2.3.2 Turbines à réaction

Un exemple de section de mesure dans une galerie d'évacuation est présenté à la Figure B.2. Un autre exemple prenant en compte la hauteur cinétique dans le puits de canal de fuite est illustré à la Figure B.5. Une alternative est de faire la section de mesure dans le tube d'aspiration, comme l'illustre la Figure B.3, s'il est possible de trouver des conditions de mesure adaptées. Dans les deux cas, la hauteur cinétique doit être calculée à partir de la vitesse moyenne dans la section de sortie du tube d'aspiration. Si toutes les parties sont d'accord, la section de référence pour la garantie peut être déplacée depuis la section de sortie du tube d'aspiration vers le niveau de canal de fuite juste à l'extérieur du tube d'aspiration, en incluant les pertes de sortie du tube d'aspiration dans les pertes de la turbine.

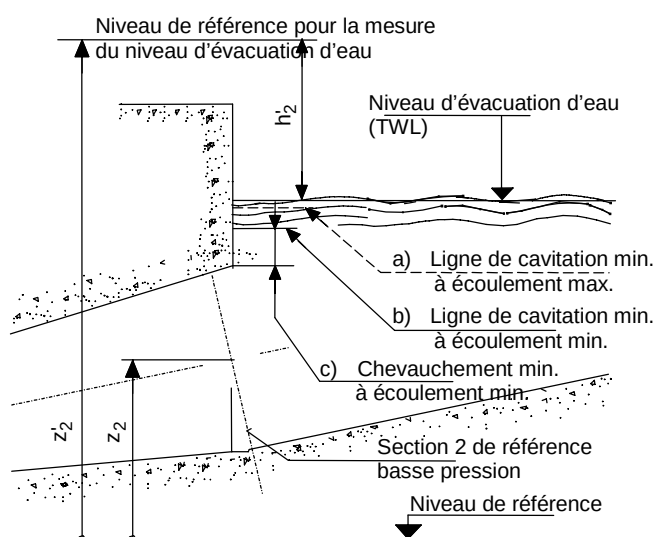


Figure B.2 – Section de mesure au niveau de la galerie d'évacuation

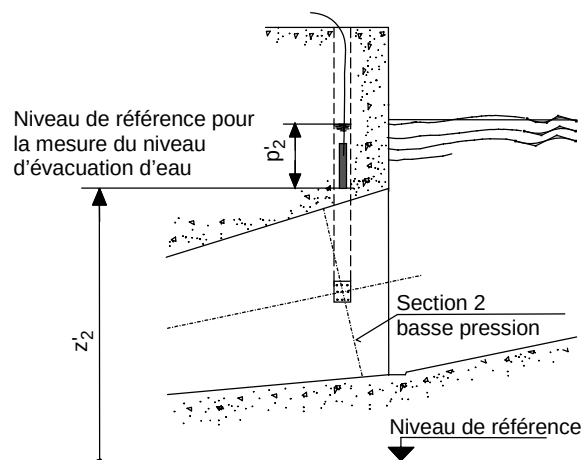


Figure B.3 – Section de mesure au niveau du tube d'aspiration

B.3 Définition des sections de mesure

B.3.1 Généralités

La méthode de calcul recommandée pour calculer H est de tracer des courbes séparées pour $h_{1,tot}$ et $h_{2,tot}$ en fonction du débit (ou de l'ouverture de la turbine). Voir Figure B.4. Il convient d'effectuer séparément l'élimination des valeurs aberrantes et les estimations d'erreur pour $h_{1,tot}$ et $h_{2,tot}$. Cela permet de vérifier d'éventuelles restrictions au niveau du HWL et du TWL.

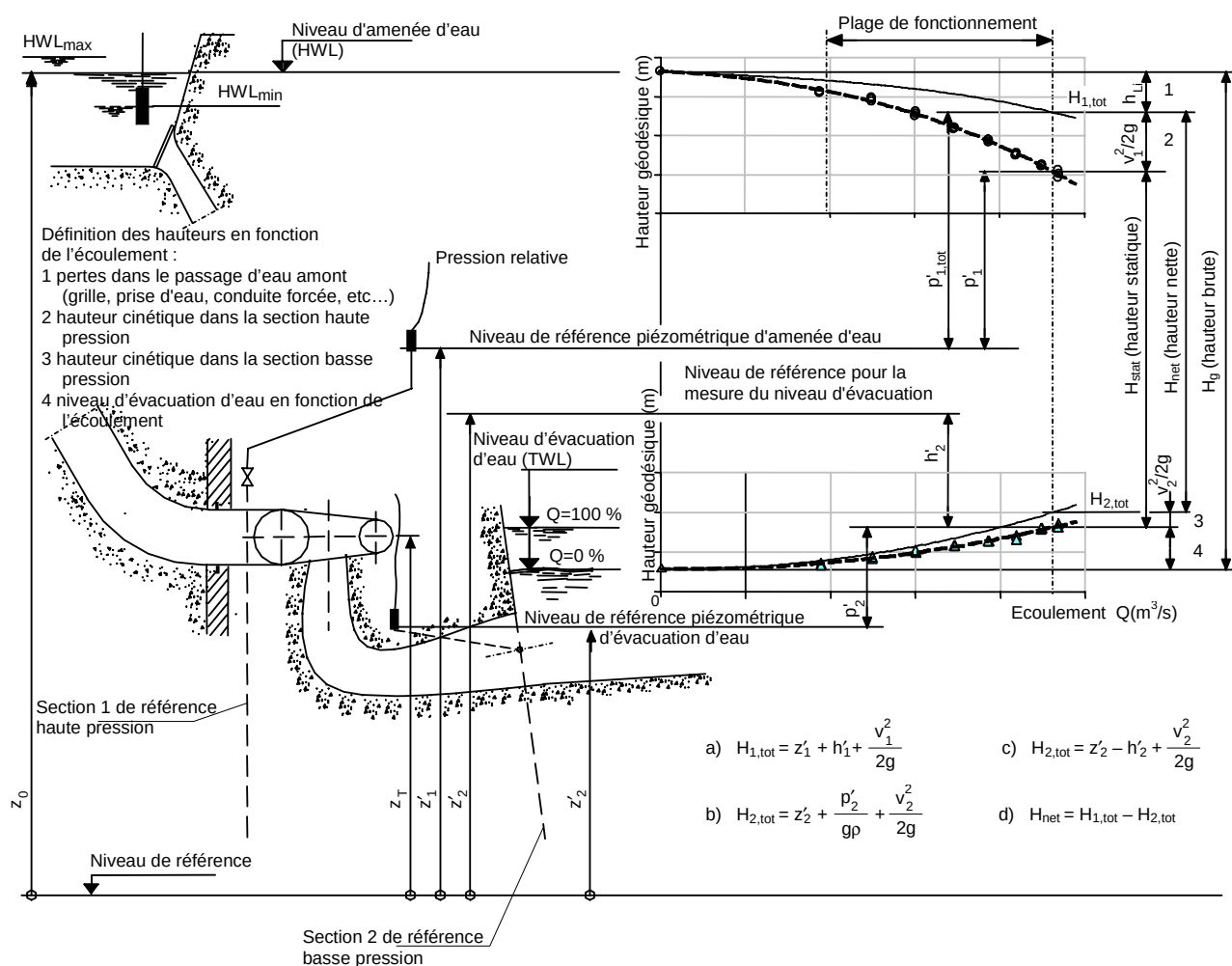


Figure B.4 – Définition des sections de mesure

B.3.2 Définition de la hauteur de charge pour les turbines Kaplan

La hauteur pour les turbines Kaplan est définie dans les Figures B.5 et B.6.

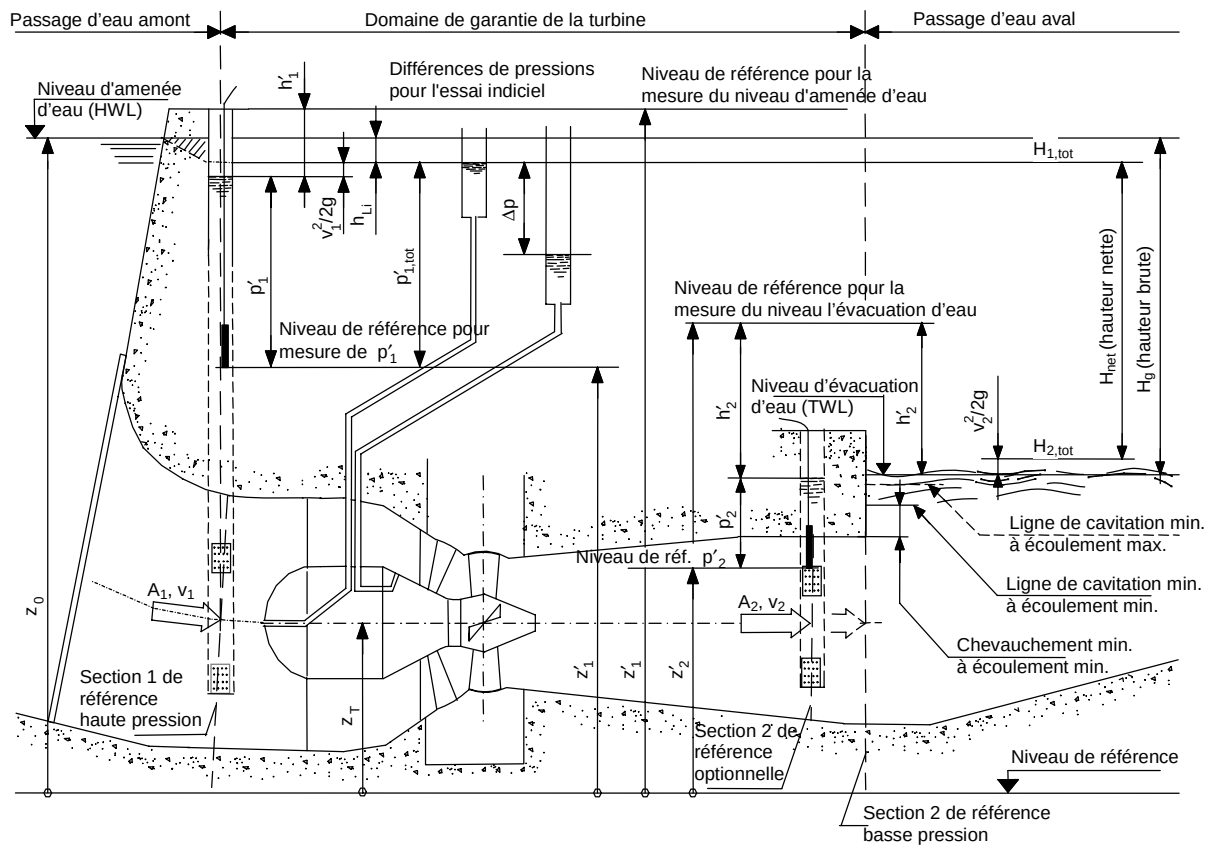


Figure B.5 – Turbine Kaplan à arbre horizontal

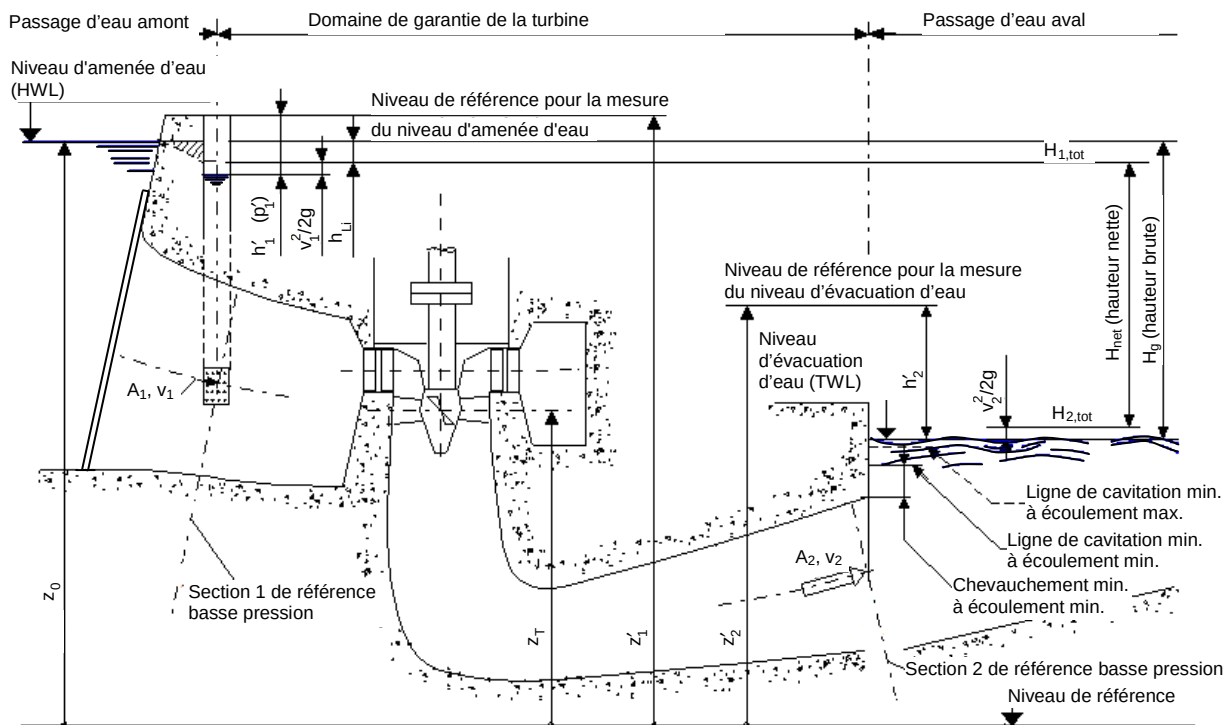


Figure B.6 – Turbine Kaplan à arbre vertical

B.3.3 Définition de la hauteur de charge pour les turbines Francis

La hauteur pour les turbines Francis est définie dans les Figures B.7, B.8, B.9 et B.10.

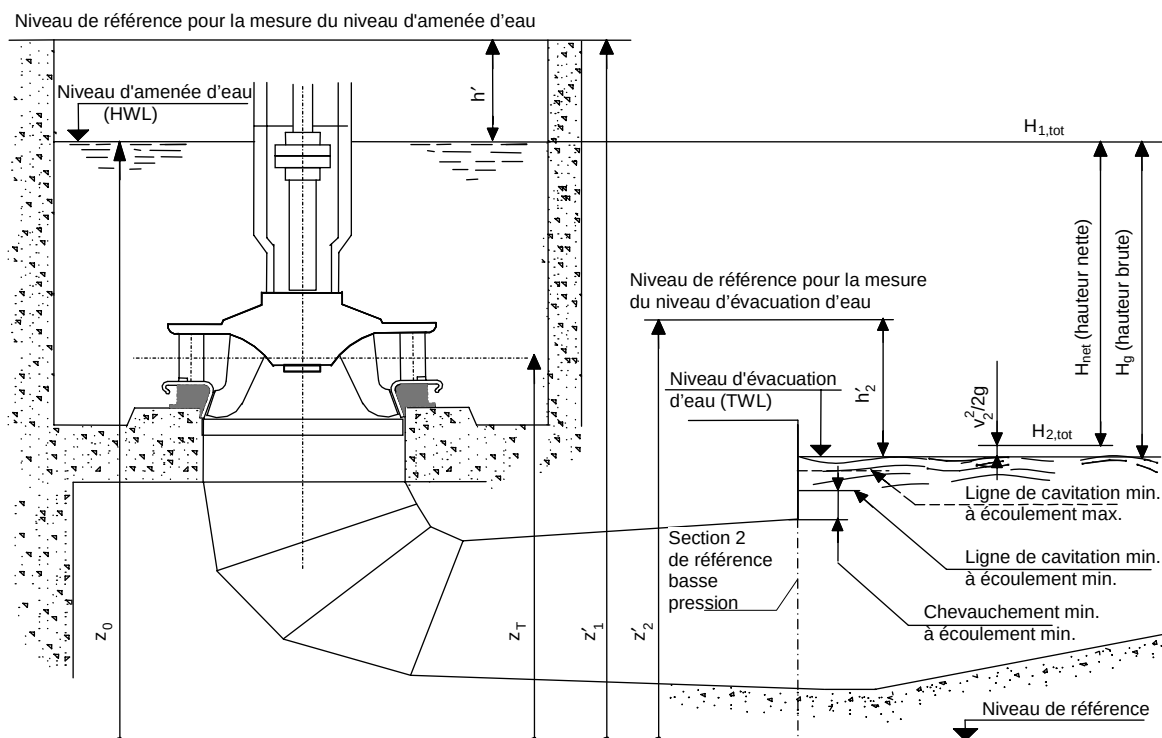


Figure B.7 – Turbine Francis en canal ouvert et arbre vertical

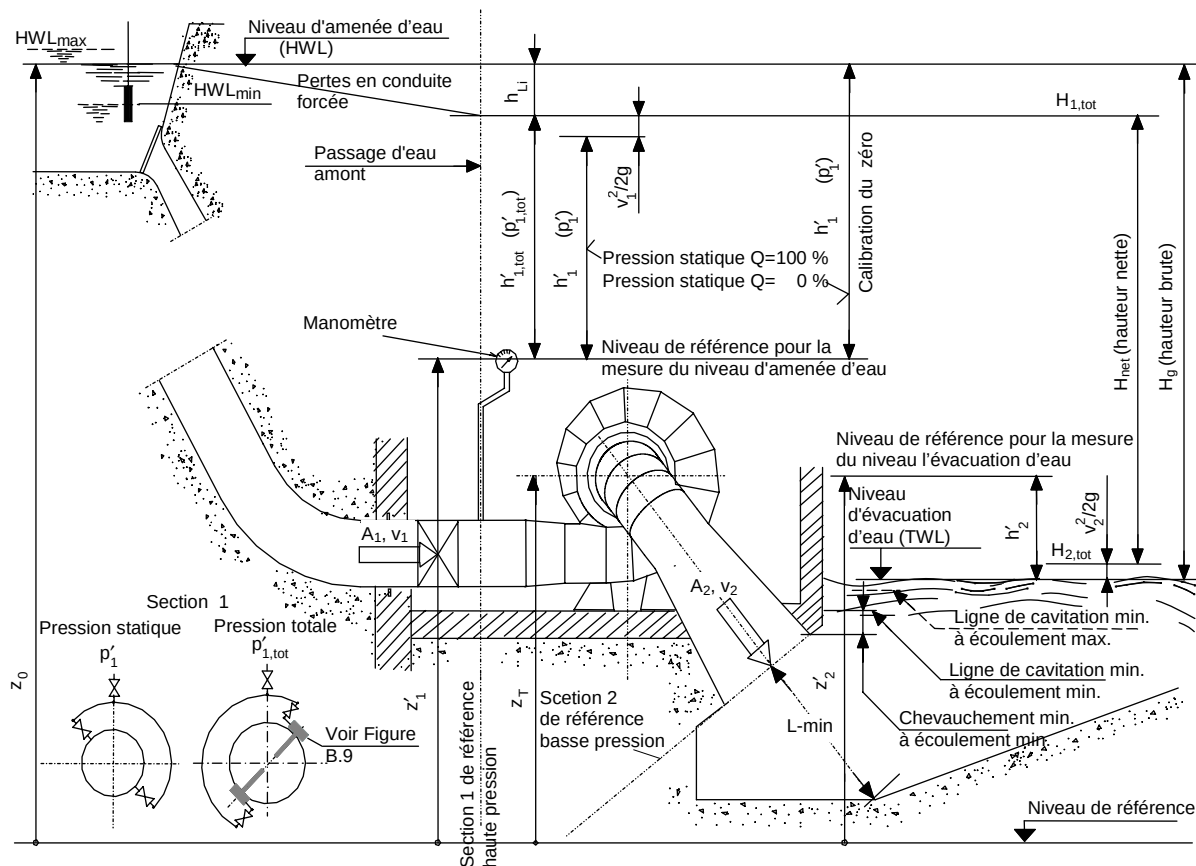


Figure B.8 – Turbine Francis à arbre horizontal

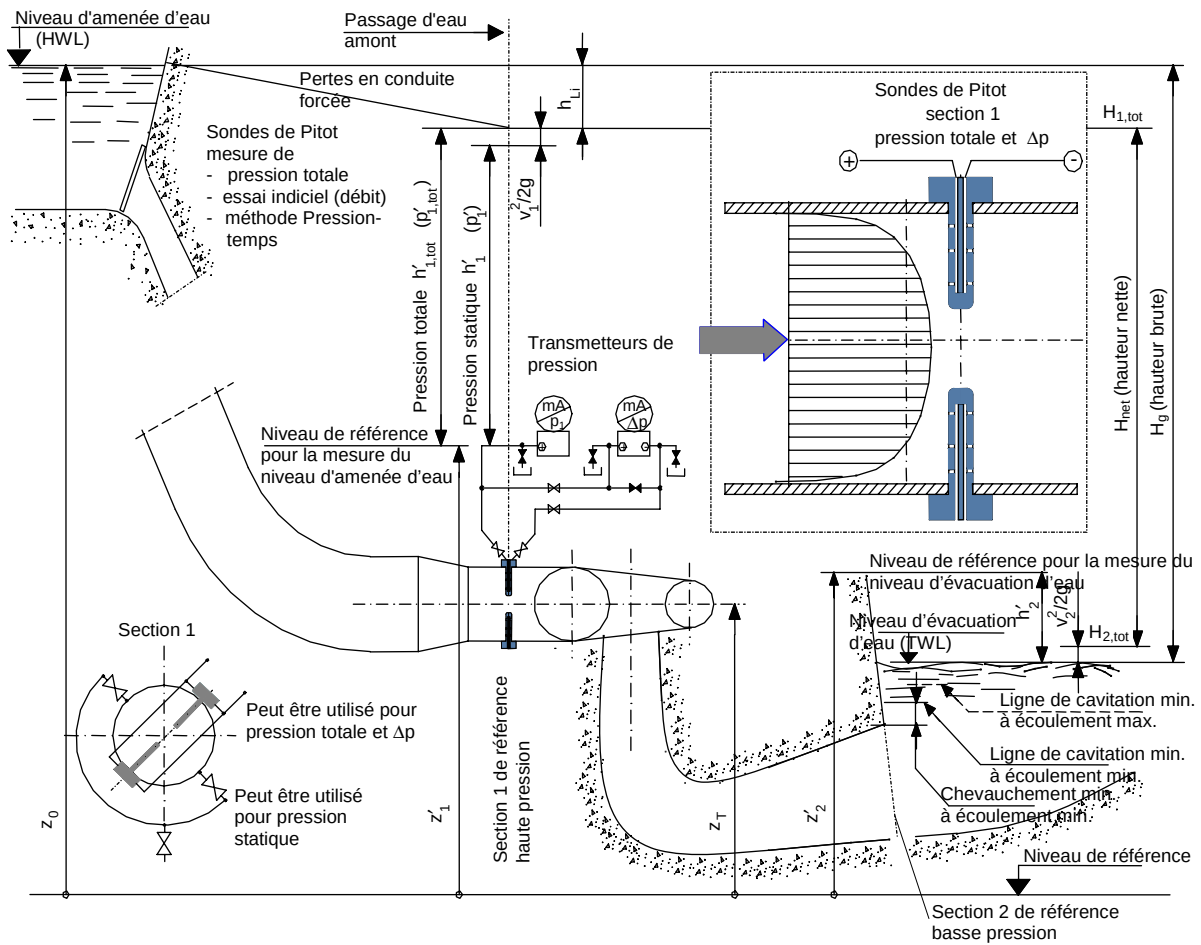


Figure B.9 – Turbine Francis à arbre vertical, avec tubes de Pitot

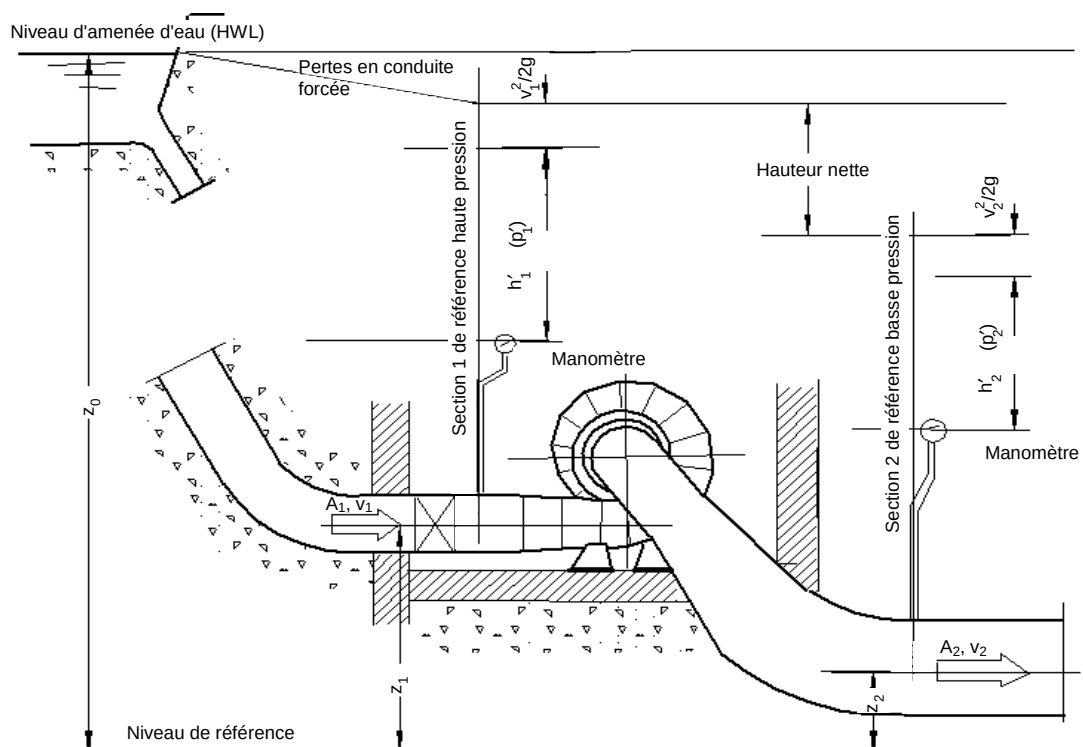


Figure B.10 – Turbine Francis à arbre horizontal avec pression côté aspiration

B.3.5 Définition des hauteurs de chute des turbines Turgo

La hauteur des turbines Turgo est définie dans les Figures B.13 et B.14.

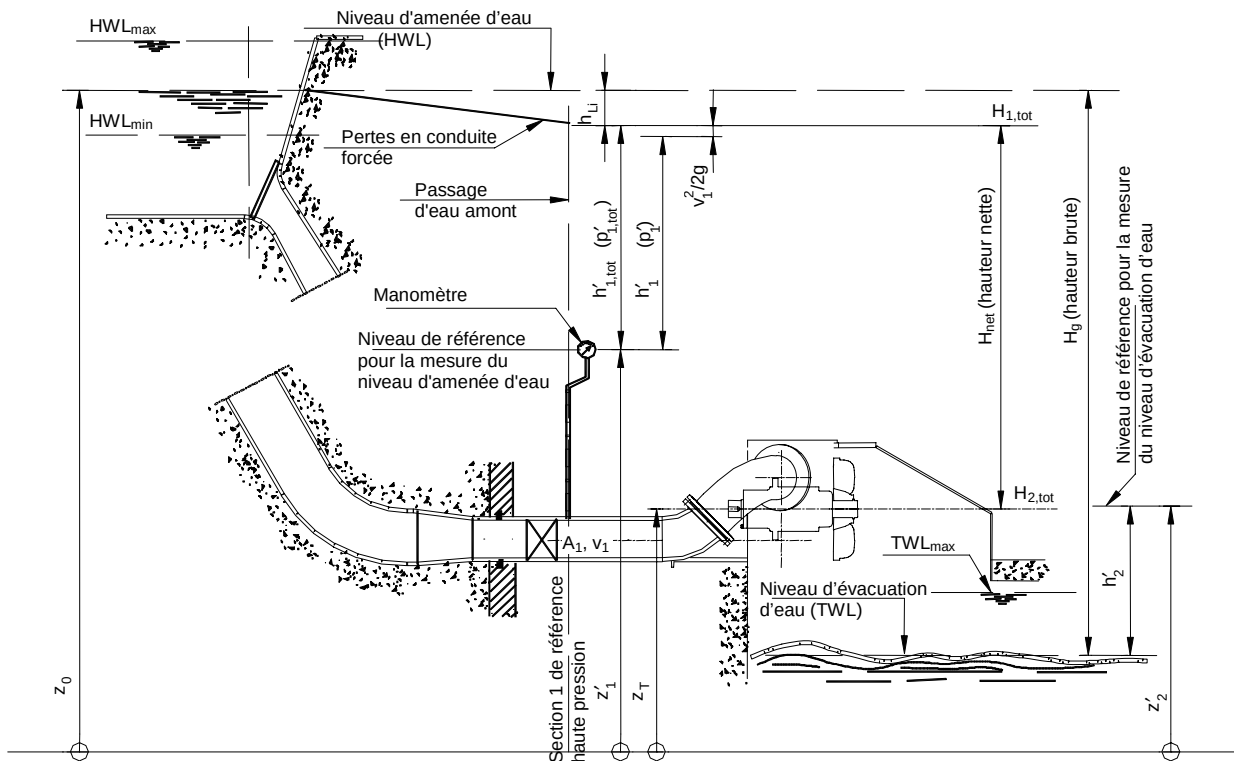


Figure B.13 – Turbine Turgo à arbre horizontal

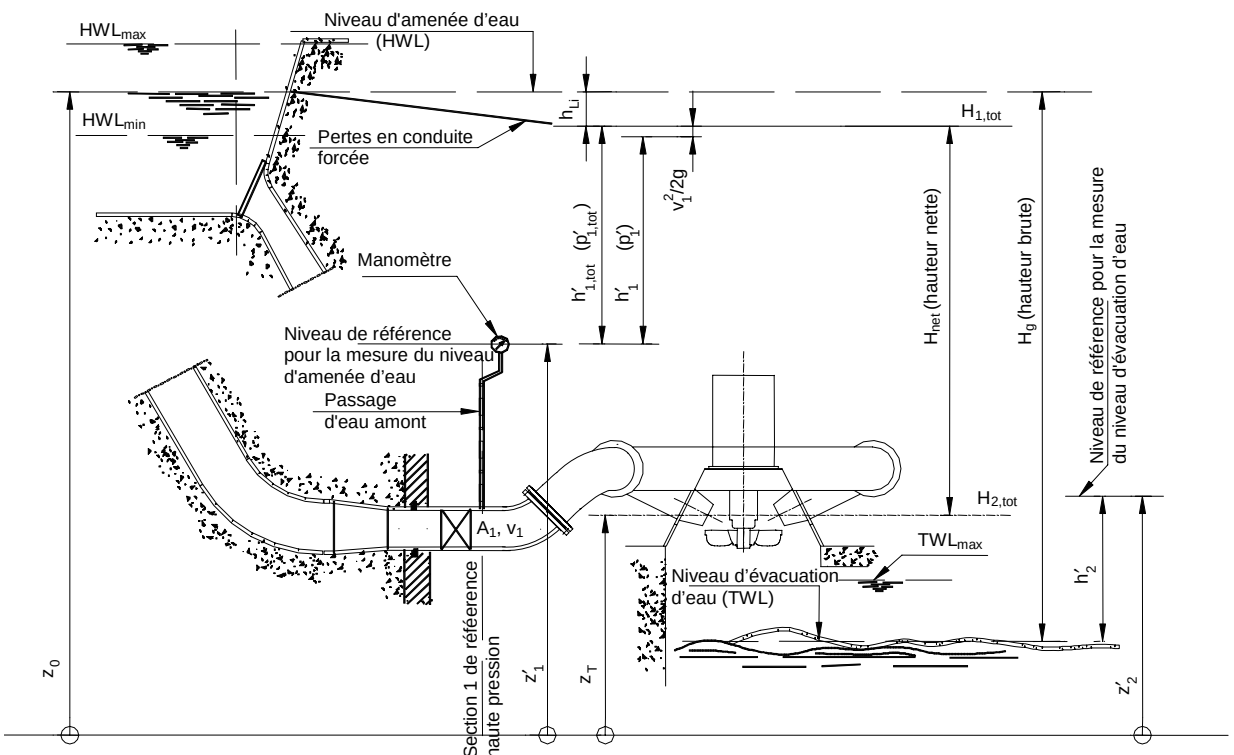


Figure B.14 – Turbine Turgo à arbre vertical

B.3.6 Définition de la hauteur de charge pour les turbines Crossflow

La hauteur pour les turbines Crossflow est définie dans les Figures B.15 et B.16.

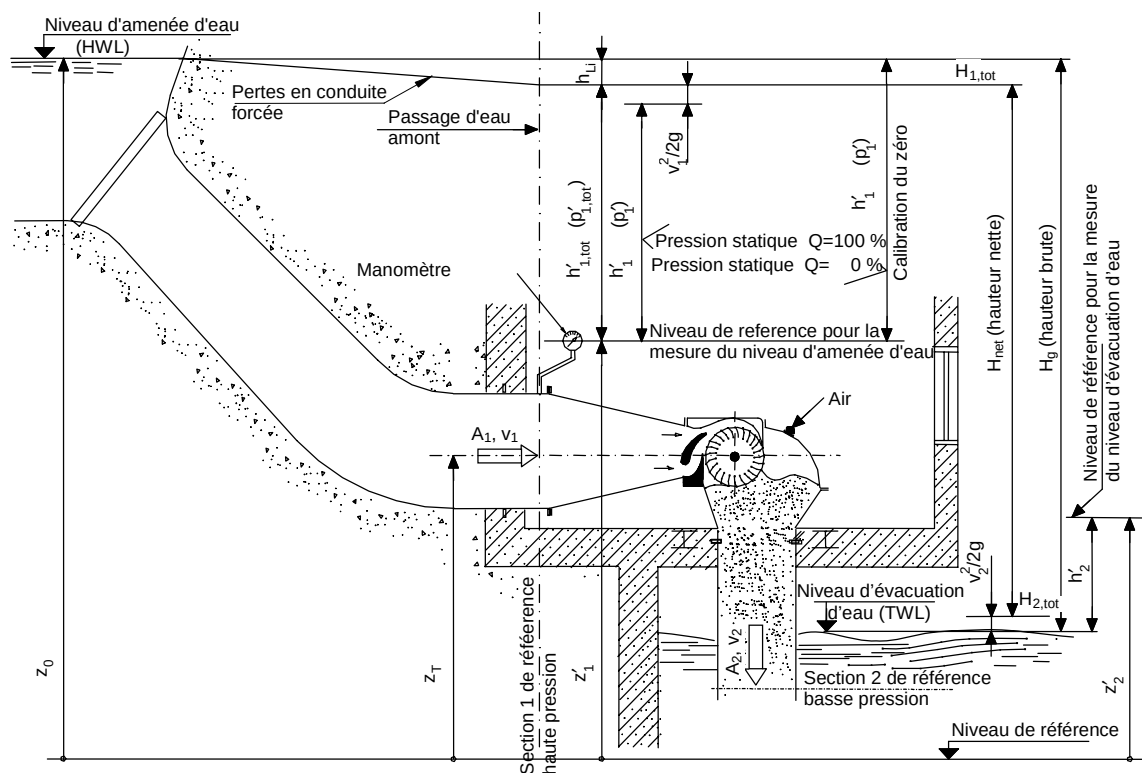


Figure B.15 – Turbine crossflow à arbre horizontal avec tube d'aspiration

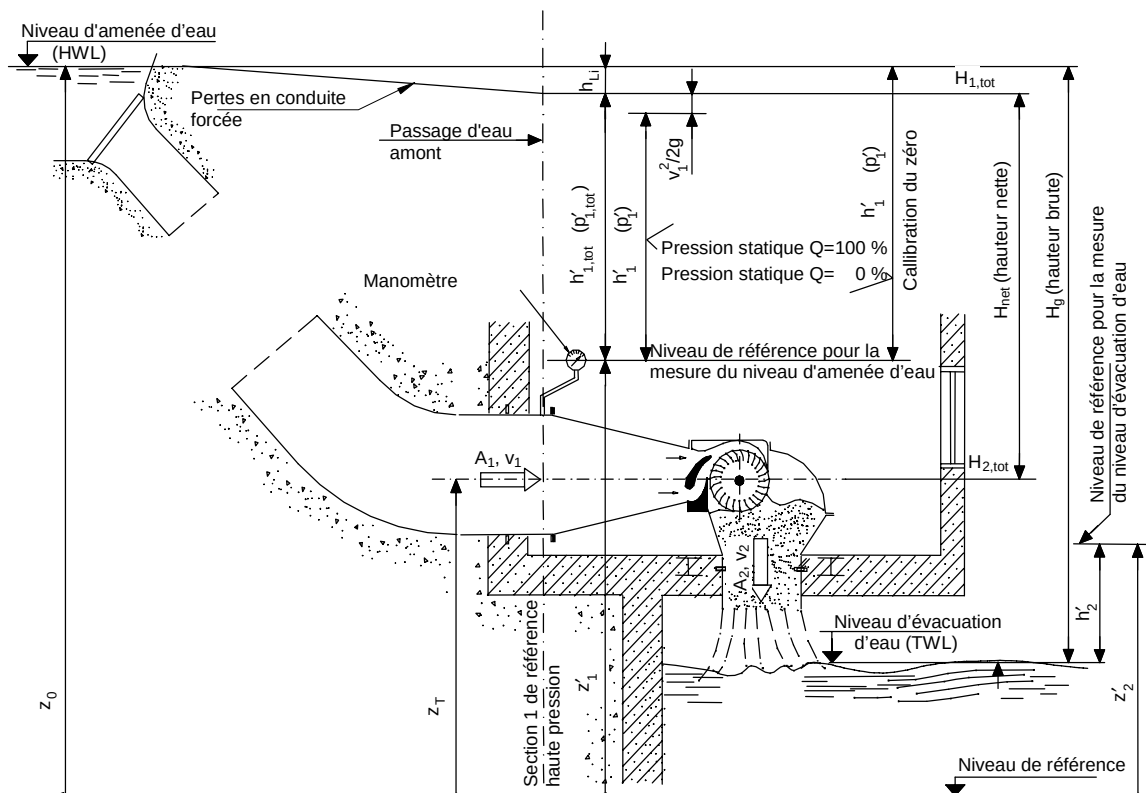


Figure B.16 – Turbine crossflow avec arbre horizontal sans tube d'aspiration

B.4 Méthodes de mesure de la hauteur de charge

B.4.1 Généralités

Dans l'idéal, une section de mesure doit être équipée de quatre prises de pression statiques en acier inoxydable. L'axe de perçage des prises de pression doit être normal par rapport à l'axe des canalisations et leur disposition doit observer les modalités générales spécifiées à la Figure B.17. Le diamètre des alésages cylindriques doit être compris entre 3 mm et 6 mm. Il convient que le bord des ouvertures ait de préférence un rayon $r \leq d/4$ afin de relier le passage de l'écoulement en douceur. La longueur (l) du perçage des prises de pression ne doit pas être inférieure au double de son diamètre. Un bossage doit être installé dans le cas de canalisations ayant une faible épaisseur de paroi.

Les prises de pression doivent être sablées sur la paroi interne de la canalisation et doivent être exemptes de bavures et d'irrégularités. Il convient d'apporter un soin particulier afin d'éviter toute accumulation de peinture autour du perçage des prises de pression, et de débarrasser les prises situées au bas de la section de toutes les saletés qui s'y sont accumulées.

Les prises de pression doivent être raccordées, via des robinets d'isolement, à un collecteur ou un collecteur annulaire dont la section transversale doit être au moins égale au double de la section transversale d'une prise de pression. Avant de commencer les observations, il convient de mesurer la pression séparément sur chaque prise de pression ouverte l'une après l'autre, dans des conditions d'essai normales. La pression lue est acceptable si la moyenne arithmétique des quatre mesures ne dévie pas de plus de 0,5 % de la hauteur de charge nette de la turbine ou de plus de 20 % de la hauteur cinétique dans la section de mesure. S'il n'est pas possible de corriger la prise défectueuse, il convient alors de se mettre mutuellement d'accord afin d'éliminer la prise défectueuse en question, de choisir un autre emplacement ou d'accepter cet écart.

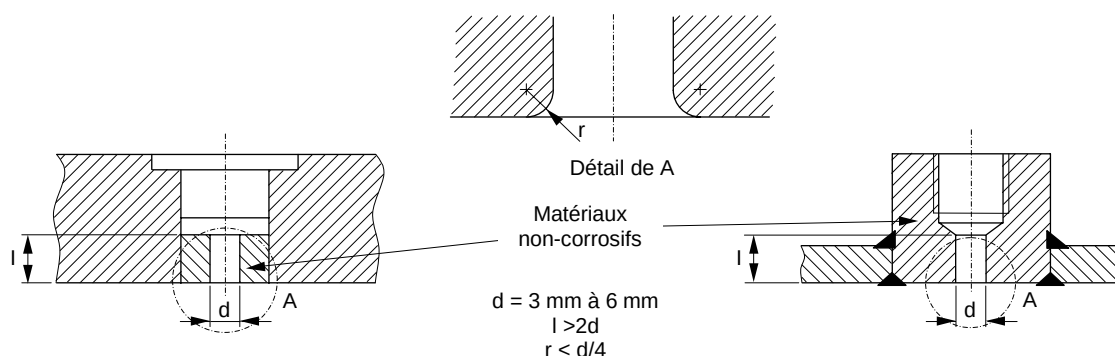


Figure B.17 – Spécifications pour les prises de pression statiques

B.4.2 Instruments de mesure de la pression

B.4.2.1 Généralités

Les manomètres à colonne liquide et les manomètres à poids mort doivent être considérés comme des instruments de mesure primaires. Les manomètres à poids mort, ou un équivalent moderne, peuvent être utilisés comme dispositifs d'étalonnage de pression.

B.4.2.2 Capteurs de pression

Les capteurs de pression sont des dispositifs électromécaniques dans lesquels les effets mécaniques produits par la pression sont convertis en signaux électriques. La gamme d'un capteur de pression doit être choisie en fonction de la plage de pression à mesurer.

Certains des avantages associés à l'utilisation de capteurs de pression sont:

- facilité d'intégration dans un système électronique d'acquisition de données,
- réponse rapide et précise en raison des débits négligeables à travers les prises de pression,
- facilité pour déterminer la valeur moyenne des pressions différentielles fluctuantes,
- enregistrement des pressions transitoires au moyen d'équipements électroniques ordinaires.

Les capteurs de pression doivent posséder les caractéristiques suivantes:

- stabilité d'étalonnage adéquate,
- répétitivité élevée, hystérésis négligeable,
- faible décalage de zéro et faible sensibilité à la température,
- l'étalonnage des capteurs utilisés doit être valide.

Il existe une large gamme de capteurs de pression différentielle, qui peuvent être utilisés pour obtenir la valeur suivante directement à partir d'une mesure unique: $(p_1 - p_2) / \rho g + (z_1 - z_2)$. Cependant, il convient de prendre en compte les problèmes potentiels suivants:

- instruments du panneau de contrôle: l'utilisation de capteurs différentiels peut mener à des erreurs si les aires des deux sections de mesure sont différentes,
- essais de réception: la source d'une variation de pression possible ne peut pas être située.

B.4.2.3 Manomètres à ressort

Ce type de manomètre utilise la déflexion mécanique d'un simple tube à boucle en spirale ou d'une plaque avec orifice pour indiquer la pression. La plage de ce type de manomètre doit être choisie en prenant en compte la plage de la pression à mesurer. Le manomètre peut être utilisé par accord entre les deux parties, dans la mesure où le dispositif offre une précision suffisante, dans sa plage optimale (normalement entre 60 % et 100 % de la graduation) et dans la mesure où l'étalonnage est valide.

B.4.2.4 Instruments de mesure de niveau libre

La section de mesure servant à déterminer un niveau d'eau doit être choisie, afin de satisfaire aux deux conditions suivantes:

- la surface de l'eau doit être calme et exempte de toute perturbation. Les sections où la vitesse de l'écoulement est affectée par un coude ou par tout autre dispositif spécial doivent être évitées,
- l'aire utilisée pour déterminer la vitesse moyenne de l'eau doit être définie avec précision et doit être facilement mesurable.

Les niveaux libres sont en général mesurés à partir d'un niveau de référence de mesure pour l'instrument z_M , et les méthodes possibles doivent inclure:

- un limnimètre à plaque;
- une pointe limnimétrique;
- un limnimètre à flotteur;
- une échelle limnimétrique;
- un capteur à ultrasons.

Ces méthodes sont uniquement applicables pour les niveaux libres accessibles. Pour les niveaux inaccessibles, l'on peut utiliser les éléments suivants:

- un manomètre à colonne liquide;
- un capteur de pression immergé;
- des instruments de mesure avec air comprimé (appareil à bulles).

NOTE Les exigences relatives à la conception et à l'utilisation des dispositifs de mesure de niveau sont données dans l'ISO 4373.

B.5 Estimation de la hauteur de charge cinétique pour les essais de classe A

Le débit théorique de la turbine peut être tracé en fonction de l'ouverture du distributeur ou de l'injecteur selon le modèle illustré à la Figure B.18. Le débit peut être estimé à partir de la courbe, et utilisé pour calculer la vitesse moyenne débitante dans la section de référence.

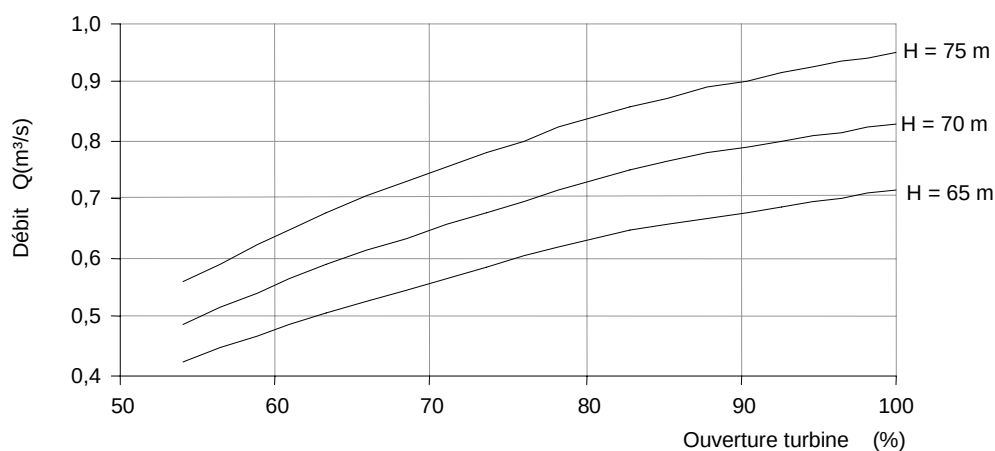


Figure B.18 – Exemple: débit en fonction de l'ouverture du distributeur

Annexe C (normative)

Méthodes de mesure de la vitesse

C.1 Vitesse de rotation

C.1.1 Mesurage de la vitesse dans le cas de la mesure directe de la puissance

La vitesse de rotation doit être mesurée au moyen d'un tachymètre étalonné ou d'un compteur électronique, et ce sans aucun glissement par rapport à l'arbre de la machine hydraulique.

C.1.2 Mesurage de la vitesse dans le cas de la mesure indirecte de la puissance

La vitesse de rotation d'une machine synchrone peut être mesurée indirectement en utilisant le fréquencemètre du panneau de contrôle dans les conditions suivantes:

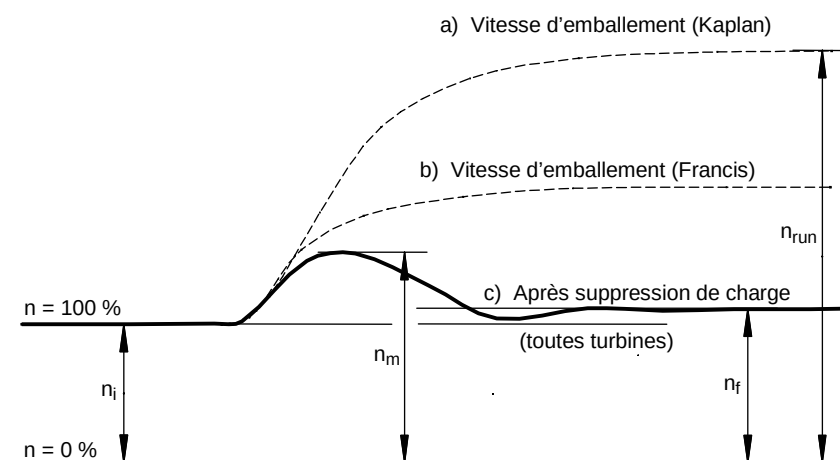
- la charge du système doit être régulière,
- le fréquencemètre doit être vérifié par rapport à un instrument de précision adapté.

La vitesse de rotation d'une machine électrique asynchrone peut être mesurée conformément à la CEI 60041:1991, 13.3.

C.2 Détermination de la survitesse et de la vitesse d'emballement

La survitesse est la vitesse maximale momentanée atteinte lors d'une suppression soudaine de charge spécifiée, à partir d'un réglage spécifié du régulateur, et présentée comme n_m à la Figure C.1.

La vitesse d'emballement est la vitesse finale stable pour une hauteur donnée et une position des pointeaux ou des directrices et/ou des pales lorsque la machine est déconnectée de la charge ou du réseau et non excitée. Ceci est présenté comme n_{run} à la Figure A.2.



Légende

- a, b) Vitesse d'emballement après une suppression soudaine de charge avec dispositifs de fermeture verrouillés
- c) Variation de la vitesse de la turbine durant la suppression soudaine de charge

Figure C.1 – Survitesse et emballement

Annexe D (normative)

Mesurage de la puissance

D.1 Généralités

La puissance électrique en sortie se mesure normalement au niveau des bornes du générateur, ou au niveau du transformateur. La puissance de la turbine est ensuite calculée au moyen des données de l'essai de rendement du générateur, et de la boîte de vitesses si elle a été montée. La puissance en sortie de la turbine peut être mesurée directement au moyen d'un couplemètre, mais c'est rare.

A partir de valeurs connues de rendement du générateur, on peut déterminer les pertes du générateur. Les pertes sont constituées de plusieurs éléments qui sont soit constants soit une fonction polynômiale du second degré de la charge, permettant une interpolation avec une grande précision. Une courbe exemple est présentée à la Figure D.1 montrant les différentes pertes.

D.2 Mesurage de la puissance

D.2.1 Générateur synchrone

Le générateur doit fonctionner aussi près de la tension spécifiée et d'un facteur de puissance égal à 1, que les conditions existantes le permettent. Si cela n'est pas possible, des corrections adéquates doivent être faites sur le calcul de la puissance et des pertes en sortie.

La puissance doit être mesurée à partir des instruments du panneau de contrôle ou au moyen d'un analyseur de puissance. Les Figures D.3 et D.4 illustrent les principes d'installation d'un analyseur de puissance, lorsque l'on utilise respectivement la méthode des deux wattmètres et la méthode des trois wattmètres. Le nombre de lectures doit dépendre de la durée de la période de fonctionnement et des fluctuations de charge. Il faut prendre suffisamment de lectures pour fournir une vraie moyenne de la puissance en sortie durant la période de fonctionnement.

Les transformateurs de mesure utilisés pour l'essai doivent être étalonnés avant l'installation ou immédiatement avant l'essai selon des critères acceptables par les différentes parties prenant part à l'essai. Les transformateurs de mesure doivent être testés afin de déterminer le rapport de transformation et les écarts d'angle de phase, avec des charges au secondaire équivalentes à celles des instruments qui seront réellement utilisés pendant l'essai de performance. Les données de correction doivent être disponibles avant le début de la mise à l'essai.

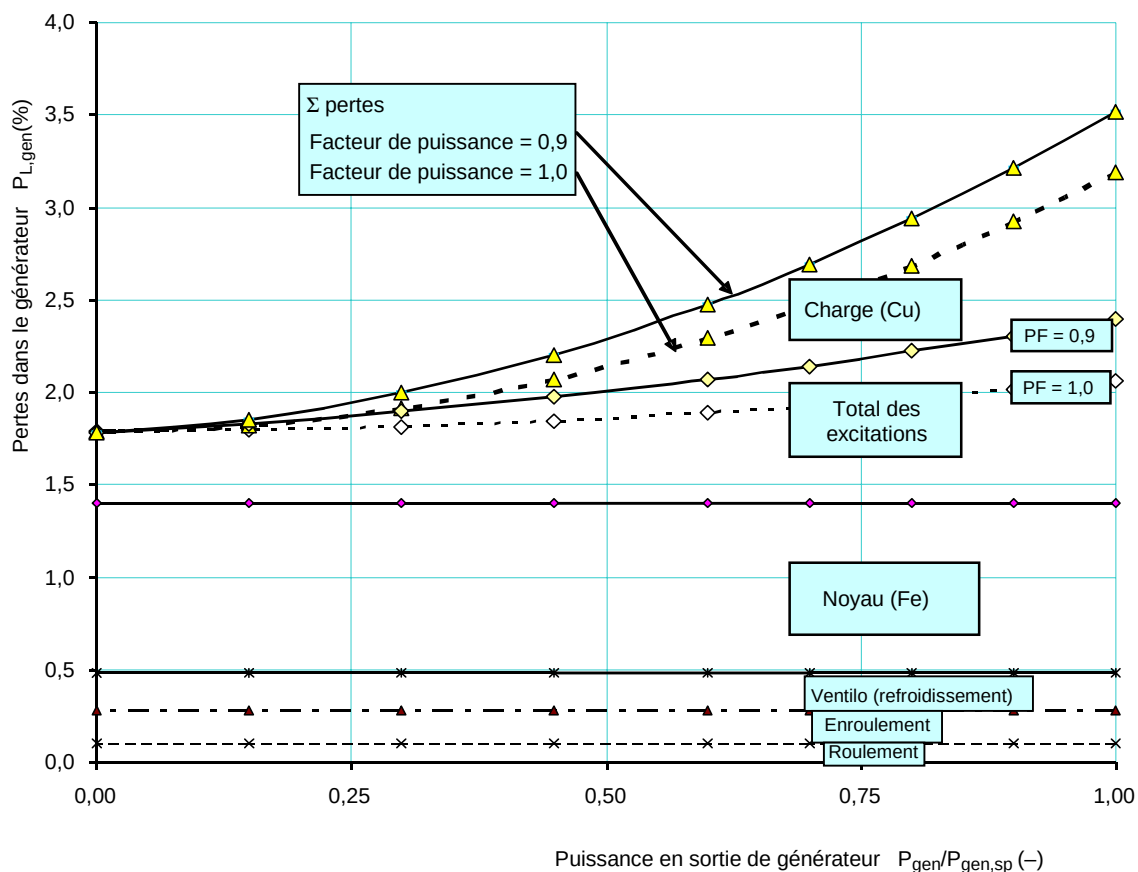


Figure D.1 – Pertes typiques d'un générateur synchrone

La formule suivante doit être utilisée si les pertes sont calculées à partir du rendement du générateur:

$$P_{\text{Los}} = P_a \frac{1 - \eta_{\text{Gen}}}{\eta_{\text{Gen}}}$$

D.2.2 Générateur asynchrone, méthode indirecte de mesurage de la puissance en sortie

Les mesures, raccordement et évaluation se font normalement de la même façon que pour le générateur synchrone. Un soin particulier doit être apporté à la mesure du facteur de puissance sur toute la plage de garantie (voir Figure D.2) et cette mesure doit être comparée avec la garantie. Il convient également de mesurer la vitesse de rotation, car elle varie avec la puissance de sortie.

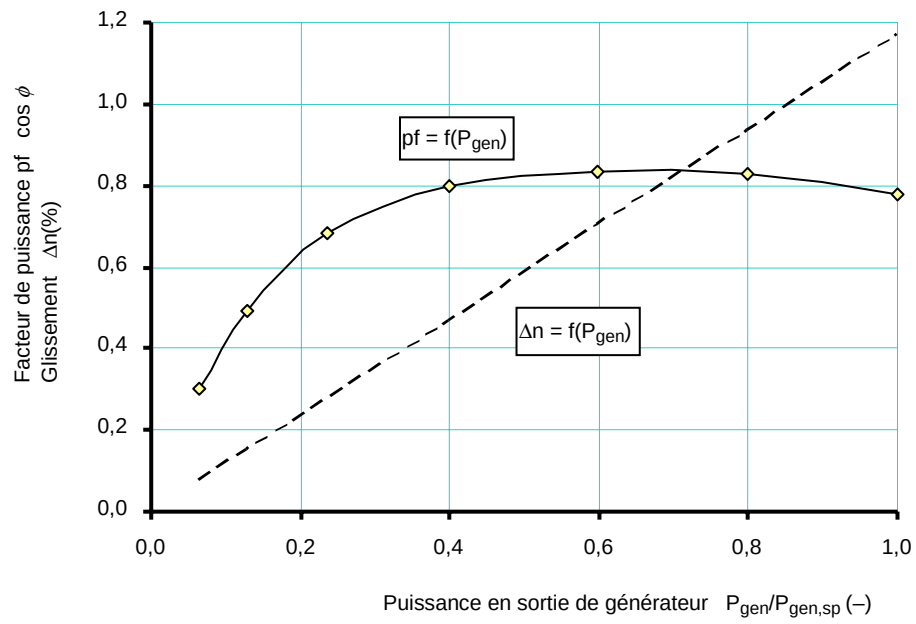


Figure D.2 – Générateur asynchrone: facteur de puissance typique et glissement

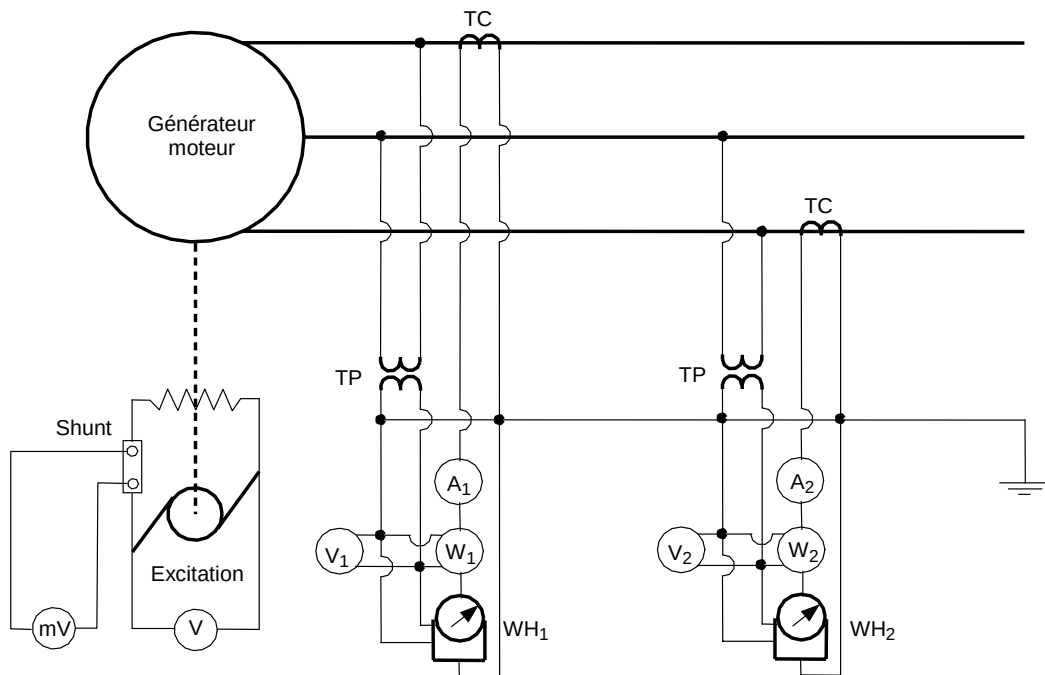


Figure D.3 – Mesure de puissance utilisant la méthode des deux wattmètres

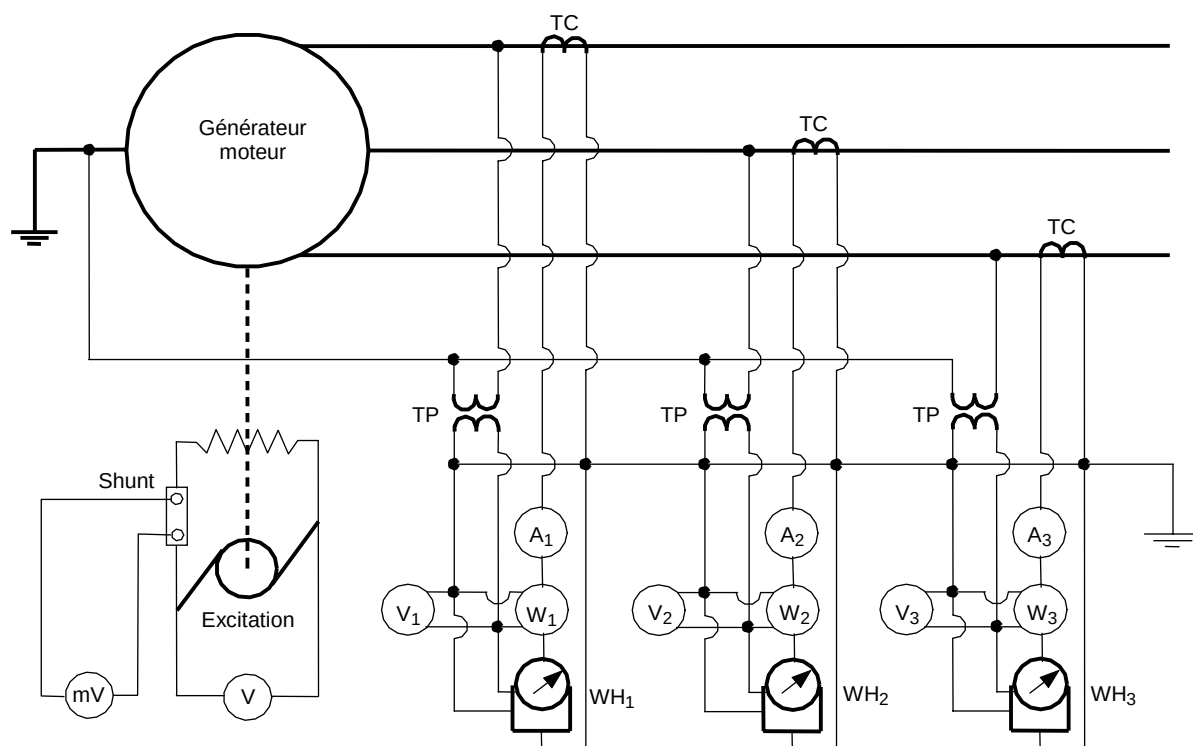


Figure D.4 – Mesure de puissance utilisant la méthode des trois wattmètres

Annexe E (normative)

Méthodes de mesurage du débit

E.1 Généralités

E.1.1 Conditions générales

La mesure du débit dans une usine hydroélectrique ne peut en général être effectuée avec l'exactitude requise que si les exigences spécifiques de la méthode de mesure sont satisfaites. Il est donc dans l'intérêt des parties impliquées de choisir cette méthode au moment de la conception de l'usine et de faciliter sa mise en place.

E.1.2 Choix de la méthode de mesure

Le Tableau E.1 illustre les exigences ou limites habituelles pour les diverses méthodes de mesure. Des écarts peuvent influencer l'exactitude de la mesure.

Tableau E.1 – Choix de la méthode de mesure du débit

Méthode	Condition du passage d'eau	Préparation de l'essai
Exploration du champ de vitesse	Conduite fermée $v > 0,4 \text{ m/s}$ moulinets $v > 1 \text{ m/s}$ tube Pitot $D > 1,4 \text{ m}$ et $D/d > 14$ canalisation rectiligne $L/D > 25$ Conduite fermée $v > 0,4 \text{ m/s}$ moulinet seulement $H > 0,8 \text{ m}$ et $H/d > 8$ conduite rectiligne $L > 3,5 \text{ m}$	Banc d'essai pour l'instrument de mesure de la vitesse
Pression-temps	$\rho \cdot Q \cdot \left(\int dL/A \right) > 50 \text{ kPa/s}$ Conduite fermée entre les sections de mesure $L/D > 10$ à l'amont $\Delta L \cdot v > 50 \text{ m}^2/\text{s}$ $\Delta L > 10 \text{ m}$	Prises de pression
Acoustique une corde	$v > 1,5 \text{ m/s}$, $D > 0,8 \text{ m}$ canalisation rectiligne: $L/D > 10$ en amont $L/D > 3$ en aval	Surface pour monter le capteur
Acoustique quatre cordes		Piquages pour le capteur
Électromagnétique	canalisation rectiligne $L/D > 10$ en amont	Brides de raccordement
Jauge volumétrique	Pas de condition	Réservoir volumétrique Déflecteur
Thermodynamique (mesure de débit indirecte)	Hauteur de charge $> 100 \text{ m}$	Prise pour le capteur Banc d'essai pour la distribution de température

Méthode	Condition du passage d'eau	Préparation de l'essai
A: aire de la conduite forcée	d: diamètre de l'hélice	D: diamètre de la conduite forcée
H: profondeur de la conduite ouverte	L: longueur du passage d'eau	Q: débit
v: vitesse moyenne	ΔL : distance entre les sections de mesure	
NOTE 1 La détermination du rendement au moyen de la méthode thermodynamique décrite en 7.4.2 rend possible le calcul du débit.		
NOTE 2 Il convient que les débitmètres électromagnétiques soient étalonnés dans le laboratoire avant montage sur la conduite.		
NOTE 3 Une simple méthode ultrasons avec corde unique peut être utilisée, mais voir E.2.2.		

E.1.3 Stabilité de l'écoulement

La mesure du débit est seulement valide si l'écoulement est uniforme durant chaque période de fonctionnement. Il peut être considéré uniforme si les variations dans la puissance du générateur, la hauteur de charge nette et la vitesse de rotation du groupe sont douces. Les valeurs de débit doivent être tracées sur un graphe en fonction du temps, afin d'évaluer la nature et l'importance des fluctuations possibles.

E.1.4 Fuites, infiltrations et dérivations

Il ne doit y avoir aucune fuite, aucune infiltration ni dérivation entre la section de mesure et la section de référence la plus proche de la section de mesure. Si cela est inévitable, il faut mesurer le débit de l'infiltration ou de la fuite séparément avec l'exactitude adéquate.

S'il y a une surface libre (un sortie d'arbre, par exemple) entre la section de mesure et la section de référence la plus proche de la section de mesure, il faut prendre en compte la différence de débit entre la section de mesure et la section de référence causée par la variation de niveau de la surface.

E.2 Méthodes de mesurage du débit absolu

E.2.1 Généralités

Les diverses méthodes de mesurage du débit absolu sont décrites dans la CEI 60041 ainsi que dans les normes ISO. Seulement deux méthodes sont décrites ci-dessous, car elles sont particulièrement adaptées aux petites installations hydroélectriques.

E.2.2 Méthode acoustique pour les petites turbines

Les méthodes acoustiques les plus simples pouvant être utilisées avec les petites turbines sont illustrées à la Figure E.1. Toutefois, le dispositif avec une seule corde ne doit pas être utilisé pour les essais de réception de classe C. Il convient que l'utilisation de techniques à ultrasons simplifiées pour les essais de réception fasse l'objet d'un accord mutuel entre les parties.

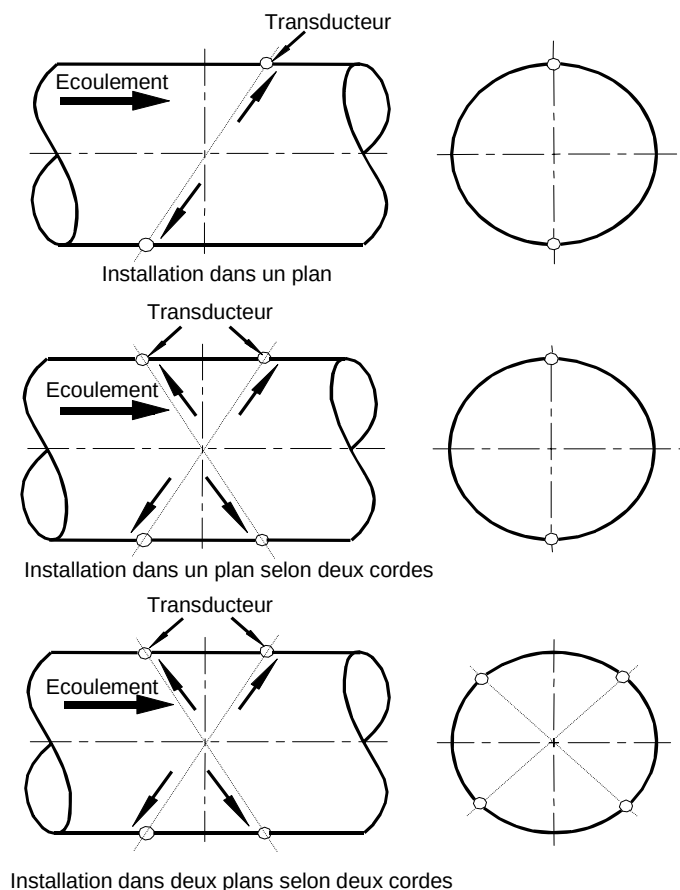


Figure E.1 – Installations typiques des transducteurs à ultrasons

La précision des dispositifs plus simples sera moindre que pour les débitmètres à quatre cordes et deux plans, mais le coût des instruments et de l'installation est bien moindre. Des types «strap-on» peuvent être utilisés pour les essais de classe B, mais les instructions d'installation doivent être suivies avec soin. Des résultats plus précis sont obtenus au moyen de capteurs montés dans la canalisation.

Il est préférable que l'équipement acoustique soit étalonné au moyen de l'une des méthodes primaires décrites dans la CEI 60193. Il est en général souhaitable que les conditions d'étalonnage reproduisent la configuration du circuit où il doit être utilisé. S'il doit être installé de façon permanente sur un site, il doit être possible de vérifier son étalonnage de façon périodique.

E.2.3 Méthode pression-temps (méthode de Gibson)

E.2.3.1 Généralités

Il s'agit d'une manière économique de mesurer le débit indirectement dans des situations où l'eau circule dans une conduite fermée. L'équipement général est illustré à la Figure E.2. Deux sections sont choisies avec soin sur la conduite et équipées de prises de pression. La pression différentielle entre les sections est mesurée tandis que le distributeur (ou l'injecteur) est fermé. Le débit initial peut ensuite être calculé à partir du diagramme pression-temps qui en résulte, comme illustré aux Figures E.3 à E.5. Les conditions de validité peuvent être évaluées avant l'essai comme illustré ci-dessous.

Il convient que la turbine et la conduite forcée soient asséchées avant de commencer les essais, afin de rincer et tester en pression les instruments du circuit, de vérifier que tout fonctionne correctement, et qu'il n'y a pas de fuites. Les dimensions de la conduite forcée

doivent être mesurées. En plus des exigences du Tableau E.1, la fuite à travers la turbine fermée doit être inférieure à 5 % du débit nominal.

En aval d'un coude ou changement de section, il convient que la pression à chaque prise dans une section, soit comparée au cours du fonctionnement en utilisant un capteur de pression séparé. La conduite peut avoir une section transversale constante ou variable. La méthode peut être utilisée sur des longueurs relativement courtes de conduite rectiligne lorsque la section est constante car les incertitudes systématiques et aléatoires sont plus faibles que lorsque la section est variable. Cependant, l'accès aux sections peut parfois s'avérer difficile. Inversement, lorsque la section est variable cela nécessite une conduite relativement longue pour obtenir des résultats précis. Le calcul du facteur de conduite forcée est aussi plus difficile en raison de la combinaison de changements de section et de la présence de coudes dans la conduite.

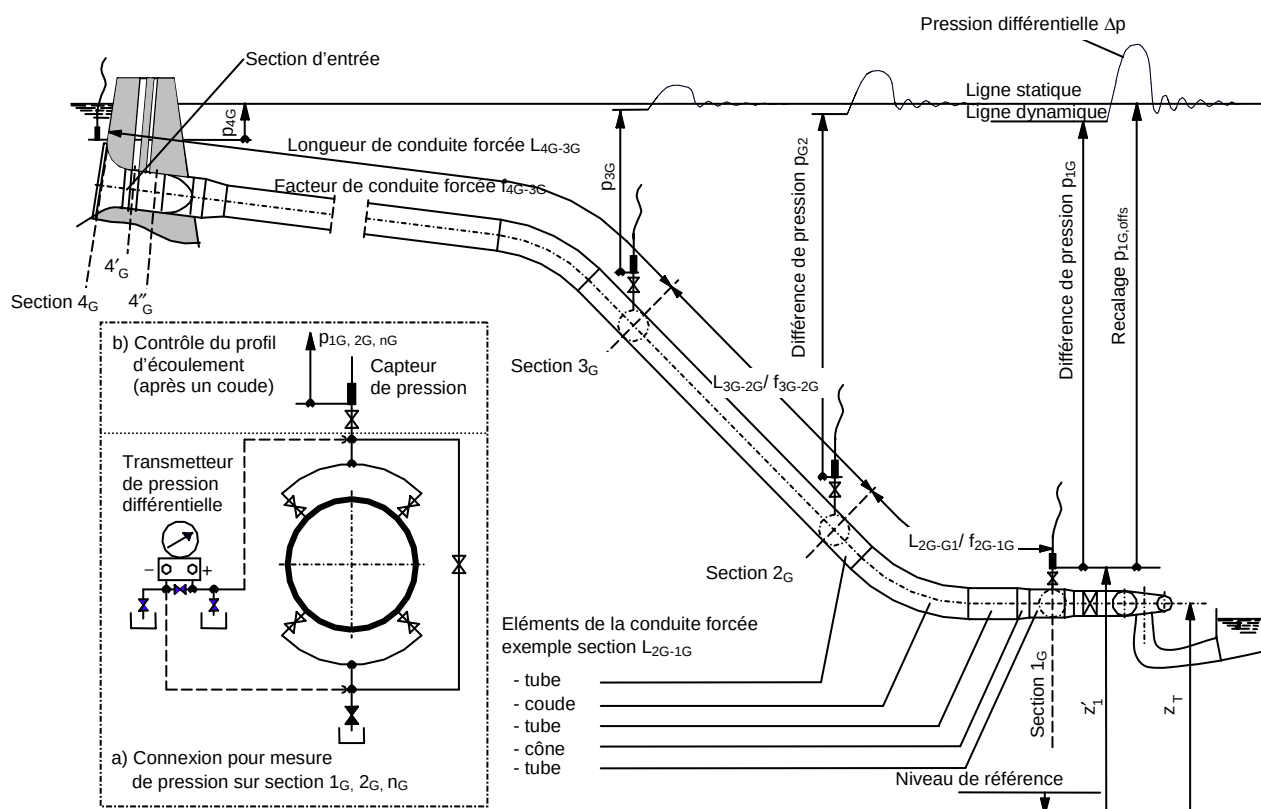


Figure E.2 – Equipement pour la méthode pression-temps

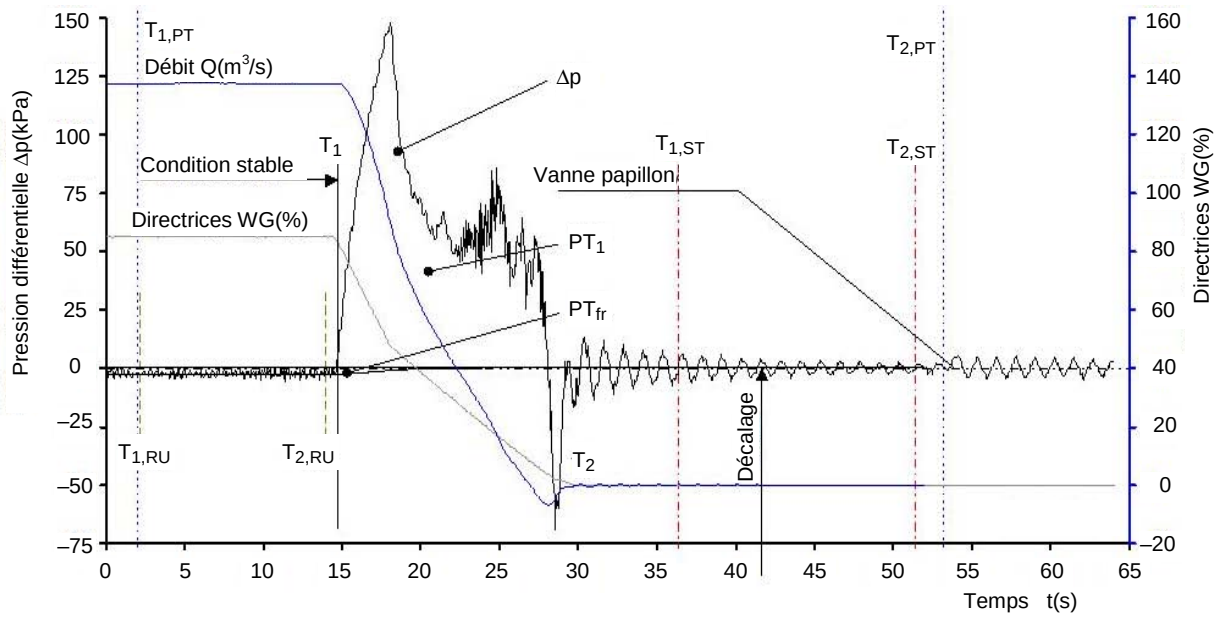


Figure E.3 – Exemple de diagramme pression-temps pour une conduite à section constante

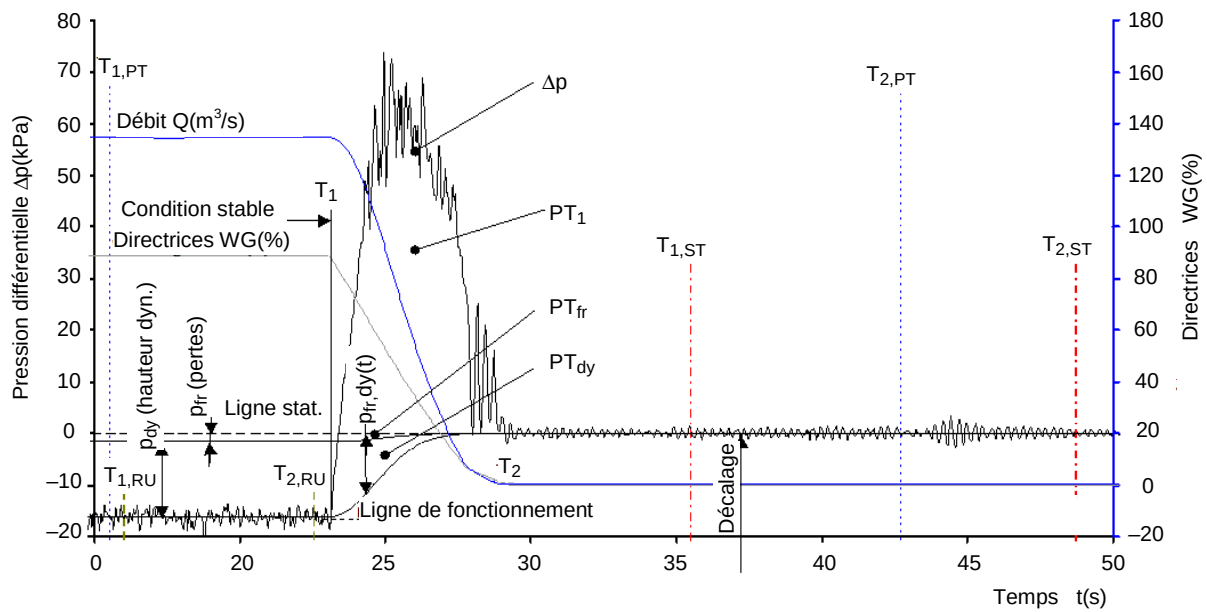


Figure E.4 – Exemple de diagramme pression-temps pour une conduite à section variable

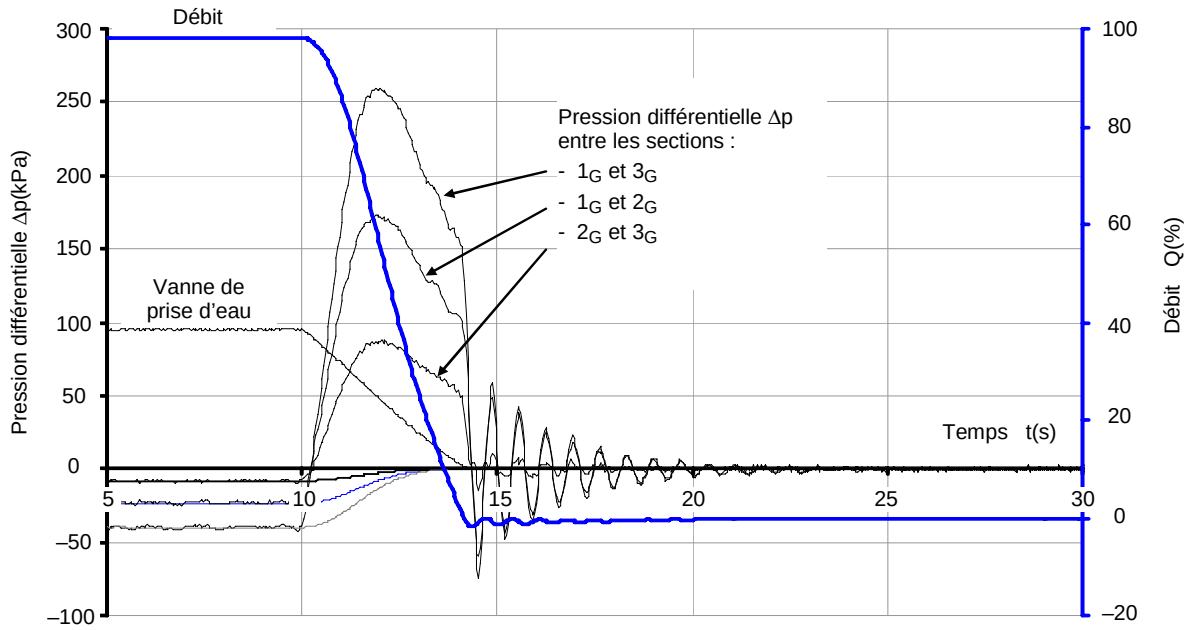


Figure E.5 – Exemple de diagramme pression-temps pour une combinaison de conduites à sections constante et variable entre plusieurs sections

E.2.3.2 Informations théoriques

La méthode en question, présentée vers 1920 par Norman R. Gibson, se base sur l'équation de Bernoulli. En assumant que l'écoulement est sans perte de charge par frottement et incompressible, on peut écrire:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + \int_1^2 \frac{\partial v}{\partial t} \times ds$$

Qui devient pour une conduite uniforme: $\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho} = - \int_1^2 \frac{\partial v}{\partial t} \times ds = L_{2G-1G} \times \frac{\partial v}{\partial t}$

et en intégrant: $\int_{t=T_1}^{T_2} \left(\frac{\Delta p}{\rho} \right) dt = -L_{2G-1G} \times \int_{v=v_1}^{v_2} dv$

ou $\int_{t=T_1}^{T_2} \left(\frac{\Delta p}{\rho} \right) dt = L_{2G-1G} \times (v_{T_1} - v_{T_2})$

où

v_{T_1} , v_{T_2} sont les vitesses au niveau des sections de mesure aux temps T_1 et T_2 ;

L_{2G-1G} est la distance entre les sections 1_G et 2_G .

La différence de pression entre les sections 1_G et 2_G est mesurée en fonction du temps. Si l'on admet que la turbine fonctionne dans des conditions stables avant la fermeture de la vanne, et que la vitesse de l'eau v_{T_2} est nulle une fois la vanne fermée, il s'ensuit que le débit initial au temps T_1 avant fermeture est:

$$Q_{T1} = v_{T1} \times A = \frac{A}{L_{2G-1G} \times \rho} \times \int \Delta p \times dt \quad (E.1)$$

En pratique, cette théorie nécessite quelques corrections.

Il peut y avoir un débit de fuite Q_{T2} traversant l'organe de fermeture après le temps T_2 . Celui-ci doit être ajouté au débit évalué Q_{T1} .

Il convient qu'il y ait une perte de charge par frottement entre les deux sections.

$$\frac{p_f}{\rho} = \zeta \times \frac{v(t)^2}{2} \quad (E.2)$$

où

$v(t)$ est la vitesse au temps t ;

ζ est le coefficient de perte de charge.

En incluant ces corrections dans l'Equation (E.1) on obtient un débit en fonction de la pression et du temps dans une conduite uniforme:

$$Q_{T1} = \frac{\bar{A}}{L_{2G-1G} \times \rho} \times \int (\Delta p + p_f) \times dt + Q_{T2} \quad (E.3)$$

où

$\bar{A}$ est la moyenne de l'aire mesurée entre la section 1_G et 2_G .

Le facteur de conduite forcée f_{2G-1G} dépend de la géométrie de la conduite forcée et peut être calculé de la façon suivante pour une conduite forcée uniforme:

$$f_{2G-1G} = \frac{L_{2G-1G}}{\bar{A}}$$

L'insertion du facteur de conduite forcée dans l'Equation pression-temps (E.3) donne la relation suivante pour les conduites uniformes.

$$Q_{T1} = \frac{1}{f_{2G-1G} \times \rho} \times \int (\Delta p + p_f) \times dt + Q_{T2}$$

L'intégration doit être faite de $T_{1,PT}$ à $T_{2,PT}$ pour prendre en compte la condition de stabilité avant fermeture. L'expression du diagramme pression-temps est:

$$PT = \int_{T_{1,PT}}^{T_{2,PT}} (\Delta p + p_{f,v}) dt$$

Le débit doit être calculé par: $Q = \frac{PT}{f_{2G-1G} \times \rho} + Q_{T2}$

Pour une conduite non uniforme, on peut utiliser une expression similaire pour le facteur de conduite forcée

$$f_{2G-1G} = \int \frac{dL}{A} \quad \text{or} \quad f_{2G-1G} = \sum \left(\frac{L_i}{A_i} \right)$$

où

A_i est l'aire d'une sous-section, et;

L_i est la longueur de l'axe de la sous-section.

Un exemple de calcul du facteur de conduite forcée pour une conduite non uniforme est donné dans le Tableau E.2.

Pour une conduite non uniforme, la différence de hauteur dynamique entre les sections doit être incluse dans le terme p_f , et ainsi l'Equation (E.2) devient

$$\frac{p_f}{\rho} = \zeta \times \frac{v(t)^2}{2} + \frac{v_2^2(t) - v_1^2(t)}{2}$$

$v_1(t)$, $v_2(t)$ sont les vitesses dans les sections 1_G and 2_G au temps t , et sont données par:

$$v_1(t) = \frac{Q(t) + Q_{T2}}{A_{G1}}$$

$$v_2(t) = \frac{Q(t) + Q_{T2}}{A_{G2}}$$

E.2.3.3 Évaluation du débit de fuite

Le débit de la fuite doit être mesuré si le dispositif de fermeture (distributeur ou injecteur) n'est pas totalement hermétique. Cela peut se faire comme suit, une fois la vanne de la turbine fermée.

- en fermant la vanne de prise d'eau, et en mesurant le changement de hauteur de charge par rapport au temps;
- en fermant la vanne d'admission à la turbine et en calculant le débit par l'intégration de Gibson.

Si la turbine doit être maintenue en fonctionnement à une vitesse synchrone après fermeture de la vanne, une estimation du débit de fuite peut être faite à partir des résultats de l'essai sur modèle réduit.

NOTE Le débit de fuite des directrices peut aussi être estimé en mesurant les jeux des directrices pour déterminer l'aire totale de fuite à travers celles-ci. La vitesse de la fuite est supposé être $Q_{T2} = 0,5 \times \text{area} \times \sqrt{(2 \cdot g \cdot H)}$ où H est la différence de hauteur de part et d'autre des directrices.

E.2.3.4 Estimation de l'incertitude systématique

L'incertitude systématique du débit mesuré peut être estimée au moyen de la liste donnée ci-dessous. Si cela est réalisé avant l'essai, toutes les parties peuvent soit accepter soit rejeter la méthode. La position des sections de mesure sera déterminée pendant le processus.

Les paramètres suivants sont nécessaires pour cette estimation:

- évaluation du facteur de conduite forcée (voir le Tableau E.2);
- calcul de la valeur attendue $PT = Q \times f_{2G-1G} \times \rho$;

- les pertes de charge et la hauteur de charge dynamique entre les sections de mesure sont prises à partir du calcul de conception de la conduite forcée;
- en première approximation, la pression maximale que l'on peut atteindre pendant la fermeture peut être estimée à $\Delta p_{\max} = PT / t_{\text{close}} \times 2,3$.

a) Dimensions géométriques

La géométrie de la conduite forcée peut être prise à partir d'un dessin certifié. Les longueurs sont prises sur la ligne centrale, et sur le diamètre moyen si la section de la canalisation n'est pas uniforme. L'incertitude systématique estimée de L/A est la somme des longueurs entre les sections de mesure.

Les facteurs recommandés pour les différentes sous-sections sont donnés ci-dessous:

- | | |
|---|--------------------------------|
| • pavillon de la prise d'eau | $f_{L/A} = 5 \text{ à } 20 \%$ |
| • conduite rectangle vers rond (canalisation) | $f_{L/A} = 1,0 \%$ |
| • coude | $f_{L/A} = 1,0 \%$ |
| • cône | $f_{L/A} = 0,5 \%$ |
| • canalisation rectiligne | $f_{L/A} = 0,3 \%$ |

L'incertitude relative pour chaque sous-section est donnée par la formule: $\Delta f_{\text{penst}} = \frac{\Delta L/A}{\sum (L/A)} f_{L/A}$

Le Tableau E.2 illustre comment est calculée l'incertitude systématique: $f_{\text{penst}} = \pm 0,65 \%$

Cette évaluation peut être effectuée entre toutes les sections de mesure.

b) Condition d'état uniforme L/A

- Ligne statique (étalonnage du zéro)
- Un étalonnage du zéro avant et après la série d'essais doit être effectué, en contrôlant le décalage. Le décalage doit être comparé après chaque période de fonctionnement.
- L'incertitude systématique à pression nulle $f_{\text{sta}} = \pm 0,15 \%$
- Ligne de fonctionnement exprimée par pulsation et variation de pression $f_{\text{run}} = \pm 0,35 \%$

c) Condition transitoire (pendant la fermeture)

- Changement du profil d'écoulement
- Diagramme d'intégration pression–temps de $T_{1,PT}$ à $T_{2,PT}$
- Bruit du signal de pression, filtrage et réglage des limites d'intégration $f_{PT} = \pm 0,80 \%$

d) Incertitude de la hauteur de charge dynamique

Rapport entre la hauteur de charge dynamique p_{dyn} et la pression différentielle $\Delta p_{\max}$. Elle est principalement causée par des changements en matière de profil de vitesse pendant la fermeture de la vanne, et peut avoir une influence importante sur le résultat.

Hypothèse: Si p_{dyn} est égal à 20 % de $\Delta p_{\max}$ alors $f_{\text{dyn}} = 1,0 \%$

$\Delta p_{\max} = 72 \text{ kPa}$ et $p_{\text{dyn}} = 14 \text{ kPa}$ $f_{\text{dyn}} = \pm 0,97 \%$

e) Incertitude des pertes de charge

Rapport entre les pertes de charge p_{fr} et la pression différentielle $\Delta p_{\max}$

Hypothèse: Si p_{dyn} est égal à 20 % de $\Delta p_{\max}$ alors $f_{\text{dyn}} = 1,0 \%$

$$\Delta p_{\max} = 72 \text{ kPa et } p_{\text{dyn}} = 4 \text{ kPa}$$

$$f_{\text{fr}} = \pm 0,28 \%$$

f) Capteurs de pression et acquisition de données (résolution ≥ 16 bit)

Linéarité, hystérésis, déplacement thermique et comportement dynamique faibles

$$f_{\text{inst}} = \pm 0,10 \%$$

g) Fuite du distributeur après fermeture

$$f_{\text{leak}} = \pm 0,20 \%$$

Incertitude attendue pour le débit mesuré par la méthode pression-temps

$$f_Q = \sqrt{0,65^2 + 0,15^2 + 0,35^2 + 0,8^2 + 0,97^2 + 0,28^2 + 0,1^2 + 0,2^2} = \pm 1,51 \%$$

Cette procédure peut être répétée avec des données réelles après la mesure.

Tableau E.2 – Évaluation du facteur de conduite forcée avec estimation de l'incertitude systématique

Section de mesure	Sous-section	ΔL m	L_{pst} m	A m ²	Facteur de conduite forcée		Incertitude absolue	
					$\Delta L/A$ 1/m	$\Sigma L/A$ 1/m	abs.	relative
							L/A	
							%	%
1_G		0,00	0,00			0,00		
	canalisation	1,50	1,50	2,54	0,59	0,59	0,3	0,03
	cône	0,80	2,30	2,84	0,28	0,87	0,5	0,03
	canalisation	3,19	5,49	3,14	1,01	1,88	0,3	0,06
	coude	7,85	13,34	3,14	2,50	4,38	1,0	0,48
	canalisation	2,55	15,89	3,14	0,81	5,20	0,3	0,05
2_G			1_G to 2_G	f_{pst} =		5,195	f_{f,pst} =	0,65
	canalisation	18,49	18,49	3,14	5,88	5,88	0,3	0,30
3_G			1_G to 2_G	f_{pst} =		5,884	f_{f,pst} =	0,30
	canalisation	4,14	4,14	3,14	1,32	1,32	0,3	0,01
	coude	6,65	10,80	3,14	2,12	3,44	1,0	0,06
	canalisation	90,00	100,80	3,14	28,65	32,08	0,3	0,26
	cône	1,40	102,20	4,03	0,35	32,43	0,5	0,01
	canalisation	1,46	103,66	4,91	0,30	32,73	0,3	0,00
	canalisation/ rectangle	1,75	105,41	4,91	0,36	33,09	2,0	0,02
	rectangle	2,10	107,51	6,25	0,34	33,42	1,0	0,01
	pavillon	1,70	109,21	8,04	0,21	33,63	20,0	0,13
4_G			1_G to 2_G	f_{pst} =		33,633	f_{f,pst} =	0,49

E.2.3.5 Procédure de mesurage

Le capteur de pression à la section de mesure 1_G doit être placé en amont du dispositif de fermeture. L'altitude du capteur doit être mesurée par rapport à l'axe de la turbine.

NOTE Le dispositif de fermeture est normalement le distributeur ou l'injecteur. Il convient que le temps de fermeture soit temporairement augmenté, si possible, afin de réduire la pulsation de pression (coup de bélier).

Procédure après raccordement de l'équipement de mesure:

- a) Régler le taux d'enregistrement des données sur 50 à 100 lectures par seconde. Il convient que cela résulte en 250 à 1 000 valeurs mesurées pendant le temps de fermeture. Les relevés sont lancés au moins 20 s avant l'arrêt et poursuivis environ 20 s après la fermeture de la vanne de la turbine.
- b) Sur chaque section, nettoyer avec soin chaque raccordement de canalisation séparément afin de vérifier la fonctionnalité de l'équipement et de purger la conduite.
- c) Vérifier la position de fermeture du distributeur ou du servomoteur lorsque la turbine est arrêtée.
- d) Relever les lectures de toutes les prises de pression p_{1G} , p_{2G} , p_{3G} ... afin de s'assurer qu'il n'y ait aucune autre variation de pression à l'intérieur de la conduite.
- e) Sur la base de p_{G1} pour chaque section de mesure, la ligne statique doit être définie. Un point de nivellement théorique (décalage) de chaque prise de pression $p_{1G, \text{décalage}}$, $p_{2G, \text{décalage}}$ est mis en place.
- f) Si la méthode de Gibson est utilisée pour l'étalonnage indiciel, deux valeurs de débit au moins sont nécessaires. Chaque point de débit doit être réalisé avec deux ou trois arrêts. On attend de bons résultats avec la turbine en fonctionnement optimal, car l'oscillation de pression est le plus souvent basse en ce point. Le point d'étalonnage à débit partiel doit être éloigné d'une zone vortex.
- g) Ouvrir la turbine lentement et monter de façon continue jusqu'à la charge requise.
- h) Il convient que le régulateur soit réglé sur la limite d'ouverture (pas de sous charge, ni contrôle de vitesse).
- i) Arrêter la turbine après obtention d'une bonne stabilité dans la conduite forcée.
- j) Au lieu d'un arrêt avec déconnexion du réseau, la turbine peut rester constamment sur le réseau et l'on peut se contenter de fermer le distributeur à un rythme normal. Si cette méthode est utilisée, le relais d'inversion de puissance doit être temporairement désactivé pour permettre au générateur de fonctionner pendant un court moment comme un moteur.
- k) Après les mesures, un étalonnage à posteriori doit être effectué. Voir d).

E.2.3.6 Calcul du débit

La mesure de la pression différentielle délivrée par les capteurs est traitée par un ordinateur et enregistrée numériquement. Des programmes de calcul par ordinateur sont disponibles et permettent de déterminer la ligne de fonctionnement (hauteur de charge dynamique et pertes de charge par frottement), la ligne de charge statique, et le diagramme d'intégration de la pression en fonction du temps.

Les résultats peuvent être filtrés et un filtre passe-bande est très utile pour réduire le bruit ou des fréquences élevées. Les filtres passe bas doivent être utilisés avec prudence, et sont rarement utilisés.

Si des mesures dans des sections différentes sont réalisées simultanément, des calculs croisés pour différentes combinaisons peuvent être effectués, voir Figure E.5.

Des programmes spéciaux se spécialisent dans le réglage de la fin de l'intégration. Une description détaillée avec la formule utilisée pour le calcul complet, doit être présentée avec le diagramme pression-temps. Il convient que le rapport présente l'évaluation du facteur de

conduite forcée avec un dessin de toutes les sections et sous-sections entre les sections de mesure utilisées, voir le Tableau E.2.

E.3 Mesurage du débit relatif

E.3.1 Généralités

Il n'est pas toujours jugé nécessaire d'utiliser des techniques de mesurage du débit absolu pendant le test. Le mesurage du débit relatif est suffisant pour les essais de la classe B, où le débit indiciel est calculé à partir des mesures de pression différentielle ou en utilisant une méthode secondaire de mesure du débit.

E.3.2 Méthode des pressions différentielles

Le débit relatif à travers une conduite où il y a un changement de vitesse peut être calculé en mesurant la différence de pression entre deux sections. Le cas le plus simple est d'utiliser un tronçon convergent de conduite comme on peut le trouver en amont d'une vanne d'admission de turbine, comme présenté à la Figure E.6.

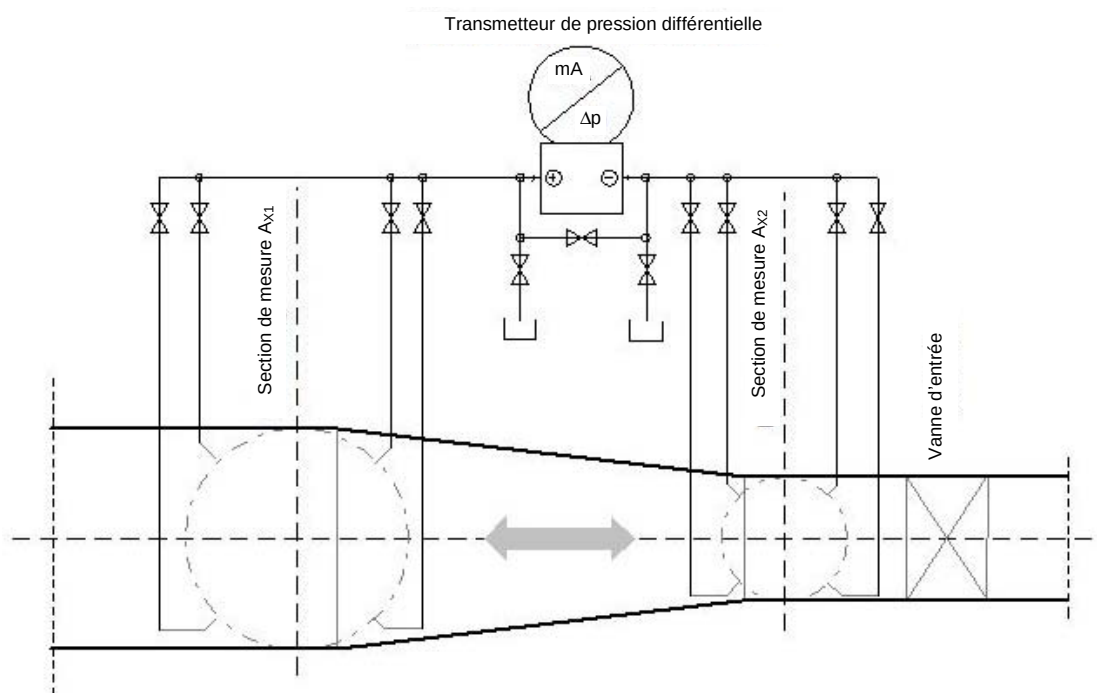


Figure E.6 – Emplacement des prises de pression pour la détermination du débit par la mesure de la pression différentielle

Le débit indiciel à travers un groupe bulbe peut être mesuré au moyen de la méthode de pression différentielle et les prises de pression peuvent se situer comme indiqué à la Figure E.7.

- La prise haute pression peut être disposée au point d'arrêt du bulbe.
- Il convient que la prise basse pression soit située sur la paroi directement en amont des directrices, à une distance suffisante toutefois de leur profil d'entrée, pour qu'elle soit suffisamment dégagée lorsque le distributeur est à son ouverture maximale.

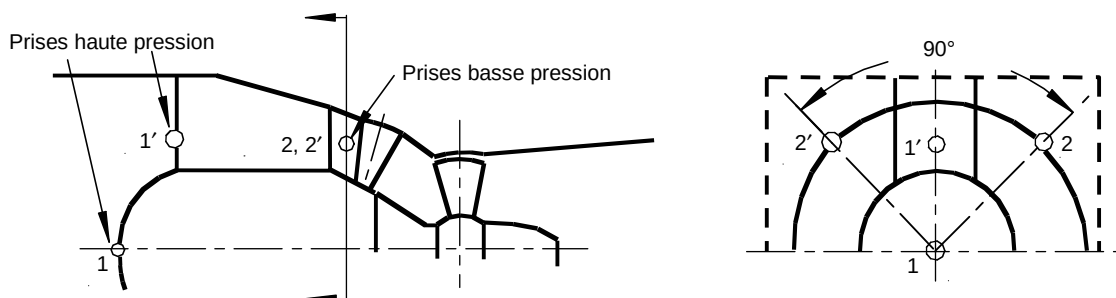


Figure E.7 – Emplacement des prises de pression pour la détermination du débit par la mesure de la pression différentielle sur une turbine bulbe

Le débit indiciel à travers une turbine avec une bêche en spirale peut être mesuré en utilisant la méthode de Winter-Kennedy et les prises de pression peuvent être positionnées comme illustré à la Figure E.8.

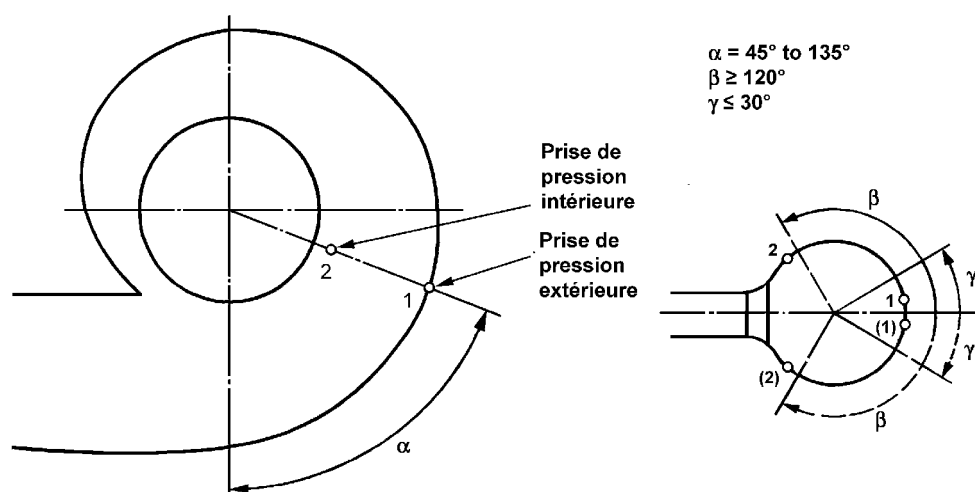


Figure E.8 – Emplacement des prises de pression pour la méthode Winter-Kennedy de mesure du débit à travers une turbine équipée d'une bêche spirale en acier

E.3.3 Méthode secondaire de mesurage du débit

La relation entre la course du pointeau et le débit peut être utilisée pour une turbine Pelton ou Turgo. Elle peut être utilisée pour fournir un débit indiciel dans la mesure où la forme des caractéristiques débit/course a été vérifiée lors des essais sur modèle réduit de la turbine. Il convient d'apporter le plus grand soin afin d'assurer que, durant l'essai, le pointeau, l'injecteur et les aubages soient propres et en bon état.

Annexe F (informative)

Données de l'aménagement

F.1 Liste des données de l'aménagement

F.1.1 Généralités

Pour la conception de l'aménagement, et pour les besoins de l'appel d'offre, l'acheteur doit fournir les divers paramètres et valeurs sur lesquels se basent les garanties. Les passages d'eau en amont et en aval relèvent normalement de la responsabilité de l'acheteur, mais cela doit être convenu avec le fabricant de la turbine.

F.1.2 Données fournies par l'acheteur

- a) Niveau d'eau amont max. / min. / nominal.
- b) Niveau d'eau aval max. / min. / nominal.
- c) Energie hydraulique disponible exprimée en:
 - hauteur de charge nominale et débit, ou
 - courbe de hauteur de charge et débit (courbe annuelle de débits classés).

F.1.3 Niveaux convenus contractuellement:

- a) Altitude de la turbine.
- b) Niveau minimal de l'évacuation pour empêcher la cavitation.
- c) Niveau de submergence à la sortie du tube d'aspiration.
- d) Distances minimales pour l'écoulement à surface libre à la sortie du tube d'aspiration.
- e) Niveau maximum d'évacuation à surface libre pour la ventilation.

F.1.4 Qualité de l'eau

- a) Pourcentage volumique de sable / particules abrasives en suspension.
- b) Particules en suspension telles que herbes, algues, teneur en fibres industrielles, etc.
- c) Influence des produits chimiques.
- d) Plage de température de l'eau.

F.1.5 Pertes hydrauliques et données techniques pour l'ensemble du passage d'eau

- a) Canal
- b) Prise d'eau
- c) Grille
- d) Conduite forcée
- e) Vanne d'admission
- f) Passage d'eau en aval

F.1.6 Conditions d'écoulement

Un profil de vitesse perturbé dans le passage d'eau en amont et en aval a une influence significative sur le rendement de la turbine et par conséquent sur les performances de l'aménagement. Par conséquent, et plus particulièrement pour les turbines de basse chute, les passages d'eau doivent être conçus conformément aux exigences du fabricant de turbine pour un profil de vitesse acceptable dans les sections 1 et 2 de la turbine.

F.2 Réglage des repères géodésiques

Le réglage des repères relève normalement de la responsabilité de l'acheteur. Les repères suivants doivent être fournis:

- | | |
|--|------------|
| a) Niveau de calage de la turbine | z_T |
| b) Niveau de référence à l'entrée de la conduite forcée | z_0' |
| c) Niveau de référence de la mesure haute pression à l'entrée de la turbine | z_1' |
| d) Niveau de référence de la mesure basse pression à la sortie de la turbine | z_2' |
| e) Contrôle du niveau TWL minimal pour empêcher la cavitation | $z_{2.1}'$ |
| f) Contrôle du niveau TWL maximal pour permettre l'aération (turbines Pelton, Turgo) | $z_{2.2}'$ |

F.3 Spécifications de l'équipement d'essai

Les exigences de l'équipement doivent être correctement choisies. Les instruments doivent être soumis à des tests appropriés.

- Mise en service: les instruments du panneau de contrôle et/ou des instruments externes pour la pression, la température, et la vitesse avec une précision de $< \pm 1 \%$ peuvent être utilisés.
- Essais de réception: dans le cas de pénalités, les parties doivent convenir de l'incertitude de mesure maximale permise. Les incertitudes systématiques de la mesure doivent être déterminées au moyen d'une analyse des incertitudes, voir 9.2.

Annexe G **(informative)**

Mise en service

G.1 Liste de contrôle

La liste suivante énumère des points à inclure pour la mise en service.

NOTE La liste de contrôle fournie ci-dessous n'est pas exhaustive et des points d'inspection ou de vérification supplémentaires peuvent être nécessaires.

- a) Inspection de toutes les conduites hydrauliques et retrait de tout corps étranger, vérification du bon fonctionnement de toutes les sections de mesure et de toutes les prises de pression qui seront utilisées durant les essais sur la turbine.
- b) Vérification du back-up de l'alimentation électrique (AC et DC) et de l'intervention des batteries.
- c) Réalisation d'essais de mise en pression de tous les circuits de lubrification, vérification des niveaux d'huile et de graisse et de l'état de tous les filtres à huile et systèmes de filtration, vérification du bon fonctionnement de tous les circuits d'huile et de graisse.
- d) Vérification du bon fonctionnement des groupes hydrauliques, des vannes d'arrêt à commande hydraulique, des soupapes de détente de pression et du composant de contrôle de décharge.
- e) Réalisation d'essais de mise en pression du système de régulation, vérification des niveaux d'huile et de l'état de tous les filtres à huile et systèmes de filtrage.
- f) Vérification de tous les dispositifs de protection tels que les alarmes et les sécurités de niveau d'huile et de température, avec ajustement si nécessaire.
- g) Mesure des jeux des paliers et des joints pour plusieurs positions d'arbre; vérification du système d'injection d'huile s'il existe; étalonnage des échelles d'ouverture pour le distributeur (et/ou injecteurs, pales, déflecteurs) y compris leur relation de cames; vérification des jeux correspondants.
- h) Réglage des durées d'ouverture et de fermeture à sec des éléments de régulation (c'est-à-dire les aubes directrices, les pales, ou les pointeaux et déflecteur, les soupapes de détente de pression) et éventuellement la bande morte du signal de commande si l'eau n'est pas nécessaire pour leur fonctionnement.
- i) Réglage des durées d'ouverture et de fermeture à sec de la vanne principale d'isolement du groupe ou de la vanne de barrage, si l'eau n'est pas nécessaire pour son fonctionnement.
- j) Vérification des circuits d'eau de refroidissement, de vidange et de pompage; le principal système de vidange de la centrale doit être vérifié.
- k) Vérification du bon verrouillage de tous les trous d'hommes.
- l) Vérification des séquences de démarrage et d'arrêt, en manuel et en automatique,
- m) Essai des organes de commande électrique et des circuits de protection.
- n) Vérification du bon fonctionnement du système de freinage du groupe.

G.2 Rapport de mise en service

A la fin de la mise en service (voir Articles 5 et 6) il convient que l'ingénieur de mise en service prépare un rapport incluant les points suivants:

- a) Toutes les mesures géométriques effectuées.
- b) Toutes les valeurs définies pour le déclenchement des alarmes, et les temps de sécurisation du groupe.

- c) Toutes les valeurs définies des orifices des dispositifs de fermeture (refroidissement).
- d) Tous les résultats des mesures effectuées, y compris
 - variation de pression transitoire,
 - surcharge,
 - température des paliers,
 - temps de fermeture des dispositifs de coupure.
- e) Tous les chiffres, diagrammes nécessaires pour assurer un bon fonctionnement du ou des groupes.

Annexe H (informative)

Calcul du rendement pour l'essai de performance

H.1 Conditions générales d'essai Les exemples de calcul suivants illustrent des procédures types pour les classes d'essais A et B et pour une machine Francis horizontale avec générateur synchrone.

- Classe A Essai de puissance maximale en sortie
- Classe B Essai indiciel selon la méthode Winter-Kennedy

H.2 Garanties à satisfaire

H.2.1 Classe A

La puissance maximale à la sortie de l'aménagement pour un facteur de puissance ($\cos \phi$) de 1,0 et pour une ouverture du distributeur à 100 % avec une hauteur de charge nominale de 115,0 m ne doit pas être inférieure à 2 870 kW.

H.2.2 Classe B

L'essai indiciel doit démontrer que la forme des caractéristiques de l'aménagement mesuré respecte la forme garantie, pour la hauteur de charge nette nominale de 115,0 m. Les écarts tolérés par rapport à la forme garantie, présentés dans le Tableau H.1, incluent les incertitudes systématiques et aléatoires.

Tableau H.1 – Garanties sur le rendement indiciel de l'aménagement

Puissance	Caractéristiques de l'aménagement à la hauteur nette spécifiée		Ecart admissible
%	P_{out} kW	$\eta_{plant,g}$ %	$\Delta\eta$ %
25	718	64,7	-4,0
50	1 435	77,7	-1,5
75	2 153	85,9	-1,0
87,5	2 511	87,5	-0,8
95	2 727	86,0	-1,5
100	2 870	81,3	-2,0

H.2.3 Rendement du transformateur

Le rendement conseillé du transformateur est renseigné dans le Tableau H.2. L'incertitude globale associée aux pertes du transformateur est 10 %.

Tableau H.2 – Données du transformateur

Puissance %	P _{out} kW	η _{tf} %
25	775	97,7
50	1 550	98,6
75	2 325	98,9
87,5	2 713	98,95
95	2 945	99,0
100	3 100	99,0

H.3 Constantes physiques

Les constantes physiques typiques sont données dans le Tableau 5.

H.4 Conditions de mesure

Les conditions de mesure suivante s'appliquent.

- Le type de turbine et le réglage des instruments sont identiques à ceux de la Figure B.8.
- La graduation de l'ouverture du distributeur a été étalonnée avant l'essai en position fermée et en position ouverte au moyen du signal de contrôle électrique.
- Un calage du zéro a été réalisé avec les deux machines à l'arrêt.
- Essai sur le groupe 1 avec le groupe 2 isolé.
- Trois mesures sont prises à chacune des huit ouvertures du distributeur.
- La puissance en sortie a été mesurée au niveau de la boîte à borne du générateur au moyen de la méthode des 3 wattmètres, voir Figure D.4.
- Le facteur de puissance $\cos \phi$ a été réglé à automatique 1,0.
- Il n'y avait pas de pertes sur les auxiliaires, $P_{L,ax} = 0$ kW.
- En utilisant la feuille d'étalonnage du tube de Pitot, la variation de l'exposant ix dans la formule $Q_{ix} = k \times \Delta p^{ix}$ peut se situer entre $0,49 < x < 0,51$. L'exposant est pris égal à 0,51 et le coefficient k est pris égal à 0,13.

H.5 Mesures et calculs

H.5.1 Mesures

Les mesures suivantes sont nécessaires. Le Tableau H.3 donne un exemple de mesures.

NOTE Les numéros se réfèrent aux colonnes du Tableau H.3.

- GV signal électrique de l'ouverture du distributeur
- P_{gen} puissance de sortie mesurée sur les bornes du générateur
- Δp pris à partir du tube de Pitot (voir Figure B.9)
- p'_{1,tot} pris à partir du tube de Pitot directement comme pression totale
- h'₂ mesuré à partir du tableau des capteurs

Tableau H.3 – Mesures (tous les essais ne sont pas inclus)

		1	2	3	4	5
Essai	Heure	GV %	P _{gen} MW	Δp mbar	p' _{1,tot} kPa	h' ₂ m
zero	10:17	0,0	0,000	0,0	1 134,4	3,30
1a	10:44	22,3	0,428	51,0	1 132,4	3,24
1b	10:47	22,3	0,428	54,2	1 132,4	3,23
1c	10:49	22,3	0,427	54,2	1 132,3	3,24
2a	10:53	31,0	0,840	93,5	1 130,7	3,24
(essais 2b à 7c non indiqués)						
8a	11:54	100,0	2,966	615,1	1 112,9	3,06
8b	11:58	100,0	2,988	616,8	1 112,2	3,07
8c	11:59	100,0	2,990	612,3	1 112,6	3,09

H.5.2 Calculs

Le Tableau H.4 donne un exemple de calculs basés sur les valeurs du Tableau H.3.

NOTE Les numéros se réfèrent aux colonnes du Tableau H.4.

Le débit mesuré et calculé doit être étalonné avec le débit garanti, de manière à ce que la courbe indiciaire d'essai s'aligne avec la courbe de rendement garanti au point de rendement optimum. Ensuite le coefficient est ajusté à $k = 0,1216$.

En utilisant l'essai 8b comme exemple:

$$\begin{aligned}
 6 \quad Q_{ix} &= 0,1216 \times 616,8^{0,51} &&= 3,220 \text{ m}^3/\text{s} \\
 7 \quad v_1 &= Q_{ix} / A_1 &&= 3,220 / 0,503 &&= 6,40 \text{ m/s} \\
 8 \quad v_2 &= Q_{ix} / A_2 &&= 3,220 / 1,431 &&= 2,25 \text{ m/s} \\
 9 \quad h_{1,tot} &= z'_1 + p'_{1,tot}/g &&= 44,37 + 1\,112,2 / 9,808\,6 &&= 157,76 \text{ m} \\
 10 \quad h_{2,tot} &= z'_2 - H'_2 + v_2^2/2g &&= 46,02 - 3,07 + 2,25^2/(2 \times 9,808\,6) &&= 43,21 \text{ m} \\
 11 \quad H &= h_{1,tot} - h_{2,tot} &&= 157,76 - 43,21 &&= 114,55 \text{ m}
 \end{aligned}$$

A partir du Tableau H.2, le rendement du transformateur à la puissance d'essai est 99,0 %.

$$\begin{aligned}
 12 \quad P_{L,tf} &= 2,988 \times 0,01 &&= 0,030 \text{ MW} \\
 13 \quad P_{out} &= P_{gen} - P_{L,tf} - P_{L,ax} = 2,988 - 0,030 - 0 &&= 2,958 \text{ MW} \\
 14 \quad \eta_{plant} &= P_{out} \times 10^8 / (H \times g \times \rho \times Q_{ix}) \\
 &= 2,958 \times 10^8 / (114,55 \times 9,808\,6 \times 1\,000,4 \times 3,220) &&= 81,72 \%
 \end{aligned}$$

Tableau H.4 – Calcul des résultats

		6	7	8	9	10	11	12	13	14
Essai	Heure	Q_{ix} m ³ /s	v_1 m/s	v_2 m/s	$H_{1,tot}$ m	$H_{2,tot}$ m	H m	$P_{L,tf}$ MW	P_{out} MW	η_{plant} %
zero	10:17	0,000	0,00	0,00	160,02	42,72	117,30	0,000	0,000	
1a	10:44	0,903	1,80	0,63	159,82	42,80	117,02	0,013	0,415	40,03
1b	10:47	0,932	1,85	0,65	159,82	42,81	117,01	0,013	0,415	38,81
1c	10:49	0,932	1,85	0,65	159,81	42,80	117,01	0,013	0,414	38,72
2a	10:53	1,230	2,45	0,86	159,65	42,82	116,83	0,019	0,821	58,21
8a	11:54	3,216	6,39	2,25	157,83	43,22	114,61	0,030	2,936	81,19
8b	11:58	3,220	6,40	2,25	157,76	43,21	114,55	0,030	2,958	81,72
8c	11:59	3,208	6,38	2,24	157,80	43,19	114,61	0,030	2,960	82,04

H.6 Incertitude

H.6.1 Combinaison des incertitudes

Les règles suivantes sont utilisées pour combiner les incertitudes:

$$\eta = \frac{P}{\rho g H Q} \quad \text{donne } f_{\eta} = \sqrt{f_P^2 + f_H^2 + f_Q^2},$$

$$H = \frac{P}{\rho} - z + \frac{v^2}{2g} \quad \text{donne } f_H = \frac{e_H}{H} = \frac{\sqrt{e_{P/\rho}^2 + e_z^2 + e_{v^2/2g}^2}}{H} \quad \text{où } e_{v^2/2g} = \frac{v^2}{g} f_v$$

$$P_R = P_t \left(\frac{H_R}{H} \right)^{1,5} \quad \text{donne } f_{P,R} = \sqrt{f_{P,t}^2 + (1,5 f_H)^2}$$

H.6.2 Incertitude aléatoire

A chaque essai, l'acquisition des données est utilisée pour calculer les incertitudes aléatoires et tracer la tendance (voir 9.3.1). La séquence de mesure est répétée si la valeur observée d'incertitude aléatoire est supérieure à 0,10 %. Par conséquent, pour la hauteur de charge et la puissance, l'incertitude aléatoire est supposée égale à 0,10 %.

H.6.3 Incertitude systématique et globale

H.6.3.1 Hauteur de charge

L'incertitude globale pour le calcul de la pression amont relevée à l'aide d'un transducteur est prise sur la Figure 27 (qui inclue l'incertitude sur la composante de vitesse).

Lecture de pression amont	$H'_{1,tot} = 1112,2 / 9,808 \, 6 = 113,4 \, \text{m}$
Pour $v = 6,40 \, \text{m/s}$ et $H = 113,4 \, \text{m}$	$f_{H'_{1,tot}} = \pm 0,22 \, \%$
Erreur sur la lecture de pression amont	$e_{H'_{1,tot}} = 113,4 \times 0,0022 = 0,249 \, \text{m}$

L'incertitude globale sur la pression en aval relevée à l'aide d'un manomètre de tableau est similaire à l'incertitude du 9.4.2.1.

Erreur associée à la détermination de la référence géodésique $e_{z'_2} = \pm 0,010 \text{ m}$

Erreur associée au manomètre de tableau $e_{H'_2} = \pm 0,012 \text{ m}$

L'incertitude relative à la hauteur cinétique aval doit aussi être ajoutée.

NOTE Il n'est pas nécessaire de prendre la hauteur cinétique amont en compte dans ce cas particulier, parce que la pression est mesurée avec un tube de Pitot c'est-à-dire et que la vitesse est nulle à la prise de pression.

Incertitude globale sur le débit indiciel (voir Figure 28) $f_{Q,ix} = \pm 0,32 \%$

Erreur associée à la composante cinétique de la hauteur $e_{v^2/2g} = \frac{v^2}{g} f_Q$

Erreur associée à la hauteur cinétique aval $e_{v_1^2/2g} = \frac{2,25^2}{9,8086} \times 0,0032 = 0,0016 \text{ m}$

Incertitude globale sur la mesure de hauteur

$$f_H = \pm \frac{\sqrt{0,249^2 + 0,010^2 + 0,020^2 + 0,0016^2}}{157,76 - 43,21} \times 100 = \pm 0,22 \%$$

H.6.3.2 Puissance en sortie

La puissance en sortie de l'aménagement est calculée indirectement à partir de la puissance en sortie sur les bornes du générateur. Les pertes du transformateur sont ensuite soustraites de la puissance en sortie de la génératrice pour calculer la puissance en sortie de l'aménagement. Il n'y a pas de pertes de puissance sur les auxiliaires.

Incertitudes systématiques associées à la mesure de puissance en sortie du générateur:

- Wattmètre numérique (analyseur de puissance) $f_{PM} = \pm 0,20 \%$
- Transformateur de potentiel $f_{PT} = \pm 0,30 \%$
- Transformateur de courant $f_{CT} = \pm 0,30 \%$

Incertitude systématique de la puissance en sortie générateur

$$f_{P,gen,sys} = \pm \sqrt{0,20^2 + 0,30^2 + 0,30^2} = 0,47 \%$$

Incertitude aléatoire de la puissance en sortie du générateur $f_{P,ra} = \pm 0,10 \%$

Incertitude globale de la puissance en sortie du générateur $f_{P,gen} = \pm \sqrt{0,47^2 + 0,10^2} = 0,48 \%$

Puissance mesurée en sortie du générateur $P_{gen} = 2\,988 \text{ kW}$

Erreur sur puissance en sortie du générateur $e_{P,gen} = 2\,988 \times 0,0048 = 14,3 \text{ kW}$

Pertes de puissance du transformateur $P_{L,tf} = 30 \text{ kW}$

Incertitude globale sur le calcul des pertes transformateur $f_{L,tf} = \pm 10\%$

Erreur sur le calcul des pertes du générateur $e_{L,tf} = 30 \times 0,1 = 3,0 \text{ kW}$

Incertitude globale sur la puissance en sortie de l'aménagement $f_{(P)} = \frac{\sqrt{e_{P,gen}^2 + e_{L,tf}^2 + e_{L,ax}^2}}{P_{gen} - P_{L,tf} - P_{L,ax}}$

$$f_{(P)} = \pm \frac{\sqrt{14,3^2 + 3,0^2}}{2\,988 - 30} \times 100 = \pm 0,49 \%$$

Pour vérifier la garantie, la puissance de sortie doit être transposée à la hauteur nominale, voir 8.3.2, et en conséquence l'incertitude sur les mesures de hauteur doivent être incluses comme suit:

Incertitude globale sur la puissance en sortie de l'aménagement $f_{P,out,R} = \sqrt{f_{(P)} + (1,5 \times f_H)^2}$

$$\sqrt{0,49^2 + (1,5 \times 0,22)^2} = \pm 0,59 \%$$

H.7 Comparaison du résultat avec la garantie spécifiée

H.7.1 Classe A: puissance maximale en sortie du générateur

La valeur moyenne en sortie d'aménagement et la valeur moyenne pour la hauteur nette pour les essais 8a à 8c sont les suivantes:

$$H = 114,59 \text{ m} \quad P_{out,M} = 2,952 \text{ MW}$$

Valeurs mesurées transposées à la hauteur nominale (8.2.3)

$$H = 115,00 \text{ m} \quad P_{out,R} = 2,967 \text{ MW}$$

Puissance en sortie de l'aménagement transposée à la hauteur nominale

$$H = 115,00 \text{ m} \quad P_{out,sp} = 2,870 \text{ MW}$$

Conclusions

- La puissance est +3,4 % plus élevée que la garantie spécifiée.
- L'incertitude sur la valeur de puissance en sortie est $\pm 0,59 \%$.
- La garantie de puissance maximale du générateur est satisfaite.

H.7.2 Classe B: contrôle de forme des caractéristiques du groupe

Les résultats des mesures des essais 1a à 8c sont tracés par rapport aux données garanties (voir Figure H.1). Les données garanties sont prises à partir du diagramme des collines de rendement (voir Figure 19) avec une turbine fonctionnant à la hauteur de charge réellement mesurée.

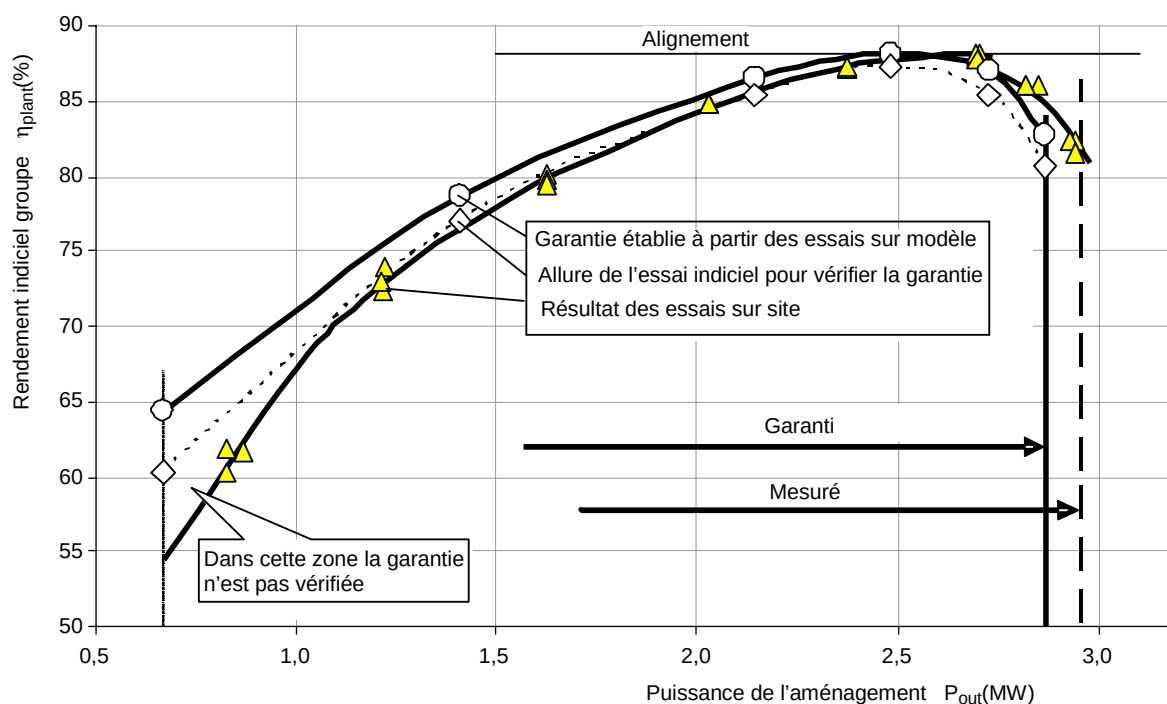


Figure H.1 – Comparaison du rendement indiciel mesuré avec les valeurs garanties

L'allure de la courbe montre à pleine charge que la performance de la turbine est meilleure que ce que l'on attendait. Toutefois, en charge partielle, la ligne mesurée est inférieure à la garantie.

En déplaçant les points garantis de +3 % (voir 8.1.3 et Figure 20), la majeure partie de la ligne satisfait la garantie. La garantie sera satisfaite si le gain à pleine charge compense les pertes à charge partielle, mais ceci doit être approuvé mutuellement par toutes les parties.

Annexe I (informative)

Essai de corrélation des cames

I.1 Généralités

Une procédure, semblable à celle utilisée pour les essais indiciels, doit être appliquée afin de vérifier la bonne corrélation des cames d'une unité à double régulation (turbine Kaplan ou Bulbe). Cet essai a pour but de corréler les ouvertures à la fois des directrices et des pales afin d'obtenir la meilleure performance du groupe.

En général, la meilleure corrélation change avec la hauteur de charge. Si l'usine est conçue pour fonctionner sur une large plage de hauteurs de charge, une came à 3 dimensions (directrices, pales et hauteur de charge) est nécessaire.

La came se base sur les essais effectués sur modèle réduit homologue et est vérifiée par des mesures sur site, étant donné que les essais sur modèles ne reproduisent généralement pas la configuration exacte de la prise d'eau.

I.2 Procédures d'essai

Il convient que les essais soient effectués comme suit:

- a) Le groupe doit être démarré et doit fonctionner jusqu'à ce que toutes les températures indiquées sur l'enregistreur de température du groupe se soient stabilisées avant de commencer les mesures.
- b) La procédure principale consiste à régler une valeur d'ouverture des pales et à faire varier l'ouverture du distributeur pas à pas. On peut obtenir ainsi une courbe de rendement relative à chaque calage de pale (caractéristique de la roue), comme l'illustre la Figure I.1.
- c) Avant de commencer l'essai, la pression différentielle doit être ajustée de la façon suivante, pour la détermination du débit indiciel:
 - régler la turbine sur 75 % P_{gen} et lancer une mesure des valeurs absolues P_{gen} et H ;
 - déterminer le débit Q_{ix} conformément au diagramme des collines de rendement et la hauteur de charge mesurée et définir le coefficient et l'exposant pour le débit indiciel.
- d) Il convient que les séquences de mesures soient réalisées à des intervalles de temps constants, comme suit:
 - régler l'inclinaison des pales sur la première ouverture, par exemple 20 % et $GV = 37$ %, «on cam»;
 - basculer le régulateur sur contrôle auxiliaire pour un ajustement manuel des positions du distributeur et de l'inclinaison des pales séparément;
 - réduire l'ouverture du distributeur de –6 % environ à 31 % GV , «off cam»;
 - répéter la procédure suivante 5 à 7 fois jusqu'à ce que la courbe caractéristique de la roue ait dépassé la valeur optimale;
 - laisser le système hydraulique se stabiliser;
 - relever les mesures demandées et enregistrer tous les signaux nécessaires;
 - augmenter l'ouverture du distributeur sur la position suivante, disons +2 % à $GV = 33$ %.
- e) Répéter la procédure donnée en d) pour 6 à 8 ouvertures différentes des pales, comme suit:

- basculer le régulateur sur contrôle automatique, "on cam";
- régler l'inclinaison des pales sur la position suivante, par exemple 30 %.

Lorsque l'essai est terminé, il convient que le régulateur soit de nouveau rebasculé sur contrôle automatique.

La meilleure corrélation entre l'inclinaison des pales et l'ouverture du distributeur est celle qui correspond à la courbe enveloppe des pics de rendement, voir Figure. I.1.

Pour $RB = 55\%$ $\rightarrow GV_{opt} = 62\%$.

En utilisant les résultats d'essais sur site pour ajouter les prévisions du modèle pour d'autres hauteurs de fonctionnement, une nouvelle corrélation des cames en 3 dimensions $GV = f(RB, H)$ peut être déduite, et peut être reproduite dans le régulateur. Voir Figure I.2.

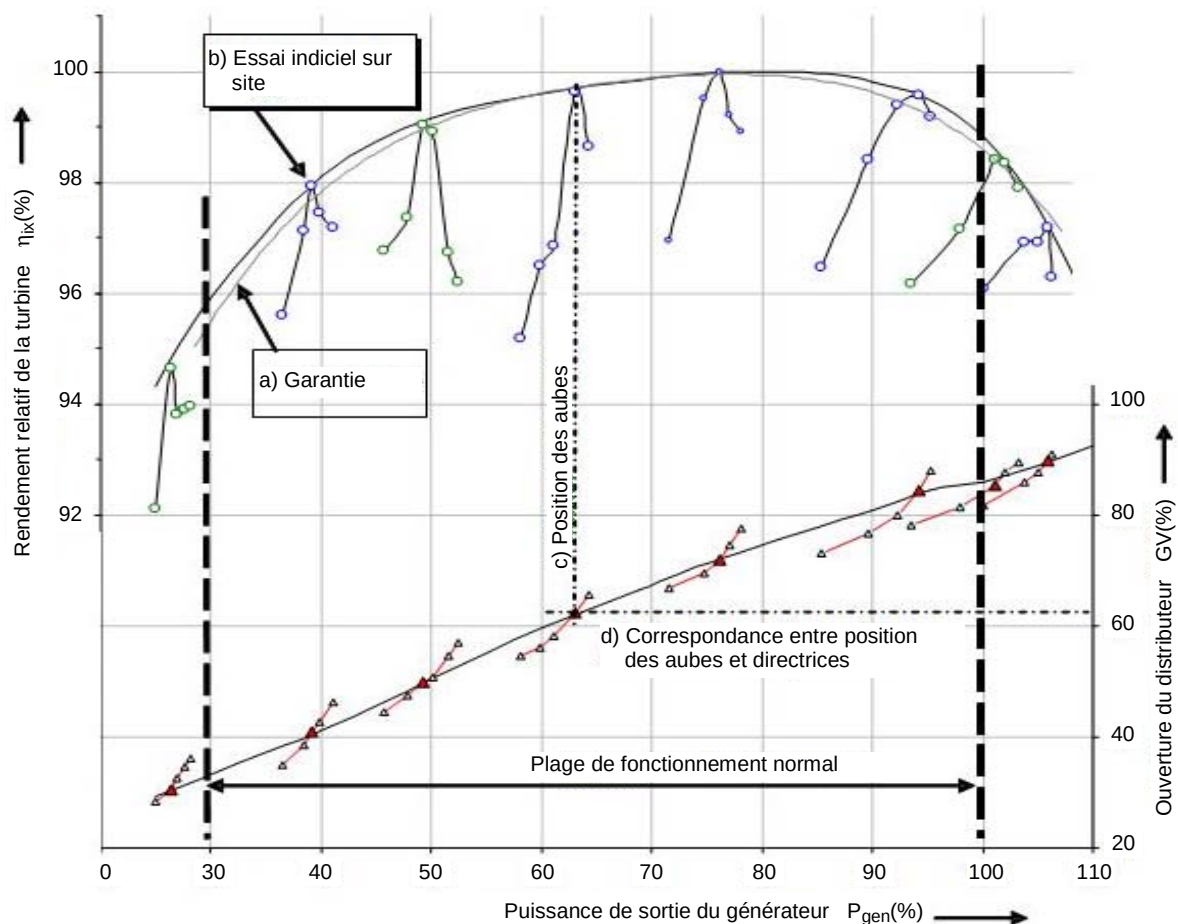


Figure I.1 – Mesure indicielle pour optimiser le rendement

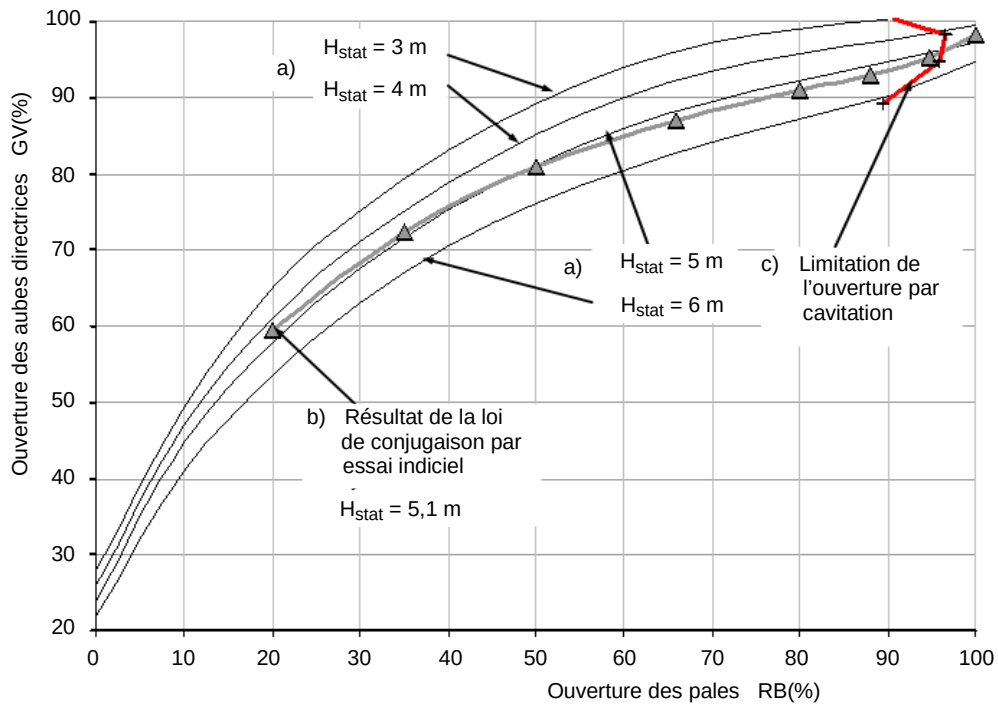


Figure I.2 – Corrélation des cames en 3 dimensions

Bibliographie

Les normes suivantes ne sont pas référencées dans la présente norme, mais sont suggérées pour des informations générales sur les sujets contenus dans cette norme:

CEI 60545, *Guide pour la réception, l'exploitation et l'entretien des turbines hydrauliques*

CEI 60994, *Guide pour la mesure in situ des vibrations et fluctuations sur machines hydrauliques (turbines, pompes d'accumulation et pompes-turbines)*

CEI 61116, *Guide pour l'équipement électromécanique des petits aménagements hydro-électriques*

CEI 61260, *Électroacoustique – Filtres de bande d'octave et de bande d'une fraction d'octave*

IEC/TR 61364, *Nomenclature concernant les machines hydrauliques équipant les centrales hydro-électriques*

ISO 555 (toutes les parties), *Mesure de débit des liquides dans les canaux découverts. Méthodes de dilution pour le mesurage du débit en régime permanent*

ISO 7919 (toutes les parties), *Vibrations mécaniques des machines non alternatives – Mesurages sur les arbres tournants et critères d'évaluation*

ISO 2186, *Débit des fluides dans les conduites fermées – Liaisons pour la transmission du signal de pression entre les éléments primaires et secondaires*

ISO 2954, *Vibrations mécaniques des machines tournantes ou alternatives – Spécifications des appareils de mesurage de l'intensité vibratoire*

ISO 2975 (toutes les parties), *Mesure de débit de l'eau dans les conduites fermées – Méthodes par traceurs*

ISO 3354, *Mesurage de débit d'eau propre dans les conduites fermées – Méthode d'exploration du champ des vitesses dans les conduites en charge et dans le cas d'un écoulement régulier, au moyen de moulinets*

ISO 3455, *Hydrométrie - Étalonnage des moulinets en bassins découverts rectilignes*

ISO 3966, *Mesurage du débit des fluides dans les conduites fermées – Méthode d'exploration du champ des vitesses au moyen de tubes de Pitot doubles*

ISO 4373, *Hydrométrie – Appareils de mesure du niveau de l'eau*

ISO 5167 (toutes les parties), *Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes insérés dans des conduites en charge de section circulaire*

ISO 10816 (toutes les parties), *Vibrations mécaniques – Évaluation des vibrations des machines par mesurages sur les parties non tournantes*

ASME PTC18-2002, *Essais de performances turbines hydrauliques et pompes-turbines*

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

3, rue de Varembé
PO Box 131
CH-1211 Geneva 20
Switzerland

Tel: + 41 22 919 02 11
Fax: + 41 22 919 03 00
info@iec.ch
www.iec.ch