

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC
41**

Troisième édition
Third edition
1991-11

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

**Field acceptance tests to determine the
hydraulic performance of hydraulic turbines,
storage pumps and pump-turbines**



Numéro de référence
Reference number
CEI/IEC 41: 1991

Validité de la présente publication

Le contenu technique des publications de la CEI est constamment revu par la CEI afin qu'il reflète l'état actuel de la technique.

Des renseignements relatifs à la date de reconfirmation de la publication sont disponibles auprès du Bureau Central de la CEI.

Les renseignements relatifs à ces révisions, à l'établissement des éditions révisées et aux amendements peuvent être obtenus auprès des Comités nationaux de la CEI et dans les documents ci-dessous:

- **Bulletin de la CEI**
- **Annuaire de la CEI**
Publié annuellement
- **Catalogue des publications de la CEI**
Publié annuellement et mis à jour régulièrement

Terminologie

En ce qui concerne la terminologie générale, le lecteur se reportera à la CEI 50: *Vocabulaire Electrotechnique International* (VEI), qui se présente sous forme de chapitres séparés traitant chacun d'un sujet défini. Des détails complets sur le VEI peuvent être obtenus sur demande. Voir également le dictionnaire multilingue de la CEI.

Les termes et définitions figurant dans la présente publication ont été soit tirés du VEI, soit spécifiquement approuvés aux fins de cette publication.

Symboles graphiques et littéraux

Pour les symboles graphiques, les symboles littéraux et les signes d'usage général approuvés par la CEI, le lecteur consultera:

- la CEI 27: *Symboles littéraux à utiliser en électro-technique;*
- la CEI 417: *Symboles graphiques utilisables sur le matériel. Index, relevé et compilation des feuilles individuelles;*
- la CEI 617: *Symboles graphiques pour schémas;*

et pour les appareils électromédicaux,

- la CEI 878: *Symboles graphiques pour équipements électriques en pratique médicale.*

Les symboles et signes contenus dans la présente publication ont été soit tirés de la CEI 27, de la CEI 417, de la CEI 617 et/ou de la CEI 878, soit spécifiquement approuvés aux fins de cette publication.

Publications de la CEI établies par le même comité d'études

L'attention du lecteur est attirée sur les listes figurant à la fin de cette publication, qui énumèrent les publications de la CEI préparées par le comité d'études qui a établi la présente publication.

Validity of this publication

The technical content of IEC publications is kept under constant review by the IEC, thus ensuring that the content reflects current technology.

Information relating to the date of the reconfirmation of the publication is available from the IEC Central Office.

Information on the revision work, the issue of revised editions and amendments may be obtained from IEC National Committees and from the following IEC sources:

- **IEC Bulletin**
- **IEC Yearbook**
Published yearly
- **Catalogue of IEC publications**
Published yearly with regular updates

Terminology

For general terminology, readers are referred to IEC 50: *International Electrotechnical Vocabulary* (IEV), which is issued in the form of separate chapters each dealing with a specific field. Full details of the IEV will be supplied on request. See also the IEC Multilingual Dictionary.

The terms and definitions contained in the present publication have either been taken from the IEV or have been specifically approved for the purpose of this publication.

Graphical and letter symbols

For graphical symbols, and letter symbols and signs approved by the IEC for general use, readers are referred to publications:

- IEC 27: *Letter symbols to be used in electrical technology;*
- IEC 417: *Graphical symbols for use on equipment. Index, survey and compilation of the single sheets;*
- IEC 617: *Graphical symbols for diagrams;*

and for medical electrical equipment,

- IEC 878: *Graphical symbols for electromedical equipment in medical practice.*

The symbols and signs contained in the present publication have either been taken from IEC 27, IEC 417, IEC 617 and/or IEC 878, or have been specifically approved for the purpose of this publication.

IEC publications prepared by the same technical committee

The attention of readers is drawn to the end pages of this publication which list the IEC publications issued by the technical committee which has prepared the present publication.

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC
41**

Troisième édition
Third edition
1991-11

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

**Field acceptance tests to determine the
hydraulic performance of hydraulic turbines,
storage pumps and pump-turbines**

© CEI 1991 Droits de reproduction réservés — Copyright — all rights reserved

Aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photocopie et les microfilms, sans l'accord écrit de l'éditeur.

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 the publisher.

Bureau Central de la Commission Electrotechnique Internationale 3, rue de Varembe Genève, Suisse



Commission Electrotechnique Internationale
International Electrotechnical Commission
Международная Электротехническая Комиссия

CODE PRIX
PRICE CODE **XK**

Pour prix, voir catalogue en vigueur
For price, see current catalogue

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

**Field acceptance tests to determine
the hydraulic performance of
hydraulic turbines, storage pumps and
pump-turbines**

CORRIGENDUM 1

Correction dans le texte anglais uniquement

Page 3

CONTENTS

In the title of subclause 4.1, instead of

... provision for the test ...

read

... provision for test ...

Page 13

Correction dans le texte anglais uniquement

*In clause 1, Scope and object, change the
numeration in order to obtain (as on page 12):*

1 Scope and object

1.1 Scope

1.1.1 This International Standard ...

1.1.2 Model tests, when used ...

1.1.3 Tests of speed ...

1.2 Object

1.3 Types of machines

Page 16

*Dans le tableau, au paragraphe 2.3.1.7 (Limites),
remplacer les signes représentatifs existants par
les nouveaux signes suivants:*

... ne pas dépasser 
... atteindre  ou 

Page 17

*In the table, subclause 2.3.1.7 (Limits), replace the
existing symbols by the following new symbols:*

... not to be exceeded 
... to be reached  or 

In the table, subclause 2.3.6.4, third column, in the sixth line, instead of

$$\dots \text{ and } \bar{g} = -\frac{g_3 + g_4}{2}$$

read

$$\dots \text{ and } \bar{g} = \frac{g_3 + g_4}{2}$$

Dans le tableau, au paragraphe 2.3.6.5, sous «Terme» (deuxième colonne), au lieu de

... pompe d bit

lire

... pompe d bit nul

Correction in the French text only.

Dans la partie supérieure du schéma, placer les deux équations existantes afin de les situer ensemble à droite, au-dessus du schéma décrivant un «Groupe axe horizontal», comme suit:

$$\begin{aligned} Z_1 &= z_1' - z_1 \\ Z_2 &= z_2' - z_2 \end{aligned}$$

In the upper part of the diagram, rearrange the two existing equations so as to place them together, on the right-hand side, above the diagram describing a "Horizontal shaft unit" as follows:

$$\begin{aligned} Z_1 &= z_1' - z_1 \\ Z_2 &= z_2' - z_2 \end{aligned}$$

Dans la bordure de droite du schéma, à la hauteur de la pointe de flèche, ajouter l'équation suivante:

$$z_1 = z_2$$

Add, at the right-hand side of the diagram, level with the arrowhead, the following equation:

$$z_1 = z_2$$

Page 84, figure 14

Correction in the French text only

Dans le schéma, au lieu de «constant», lire partout «constante».

Page 86

Correction in the French text only

6.2.3.2 Erreurs aléatoires

Dans l'avant-dernière ligne de la page, au lieu de

. . . dépend de la combinaison des lectures et de la combinaison de l'erreur aléatoire . . .

lire

. . . dépend de la combinaison de l'erreur aléatoire . . .

Page 128

10.2.3.2 Prescriptions complémentaires

Au cinquième alinéa, au lieu de

Annexes F et G de l'ISO 3354:

lire

Annexes H et J de l'ISO 3354:

Correction dans le texte anglais uniquement

Correction dans le texte anglais uniquement

Page 129

10.2.3.2 Additional requirements

In the fifth paragraph, instead of

Annexes F and G of ISO 3354:

read

Annexes H and J of ISO 3354:

Page 141

10.2.5.6 Computation of discharge

In the eighth line of text, instead of

m is the coefficient . . .

read

m is a coefficient . . .

Page 195, figure 34b

In the legends below the diagram, on the right-hand side; in the first line, instead of

. . . (geodesic . . .

read

. . . (geodetic . . .

third line, instead of

$$z_B' = z_B' - z_B \dots$$

read

$$Z_B' = z_B' - z_B \dots$$

Page 204, figure 37

Page 205, figure 37

M me correction qu'en page 34 (voir ci-dessus)

Same correction as on page 35 (see above)

Page 206, figure 38

Page 207, figure 38

M me correction qu'en page 36 (voir ci-dessus)

Same correction as on page 37 (see above)

Page 212

Page 213

Dans l' equation encadr e au haut de la page, apr s le H, ajouter un signe gal (=); au lieu de

In the framed equation at the top of the page, after the H add an equal sign (=); instead of

$$E = \bar{g} \cdot H \frac{(p_{abs_1} - p_{abs_2})}{2} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2)$$

lire

read

$$E = \bar{g} \cdot H = \frac{(p_{abs_1} - p_{abs_2})}{2} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2)$$

Page 214

Page 215

Dans l' equation situ e juste au-dessous de la figure 41 au lieu de

In the equation following figure 41, instead of

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{(p_{abs_2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} + g_2 \cdot (z_r - z_2)$$

lire

read

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{(p_{abs_2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_2)$$

Correction dans le texte anglais uniquement

Page 219, figure 42

In the legends under the diagram, instead of

d = 3 mm 6 mm

read

d = 3 mm to 6 mm

Page 228, figure 45a

Page 229, figure 45a

In the third line of the legends half-way up the diagram, instead of

Δp = differential-pressure

read

Δp = differential pressure

Sous le schéma, dans la formule pour p_M enlever un Δ afin de lire:

Under the diagram, in the formula for p_M , delete one Δ in order to read:

$$p_M = p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 = p + \rho_{oil} \cdot g \cdot (h_2 - h_1) + \rho \cdot g \cdot h_1 + \Delta p$$

Page 256

Page 257

Sous l'équation (4), dans la dernière formule de la page, aligner les indices; au lieu de

Under equation (4), in the last formula on the page, align indices; instead of

$$\cos \varphi_s = \frac{P_{as}(2w)}{\sqrt{3} \cdot U_s \cdot I_s}$$

$$\cos \varphi_s = \frac{P_{as}(2w)}{\sqrt{3} \cdot U_s \cdot I_s}$$

lire

read

$$\cos \varphi_s = \frac{P_{as(2w)}}{\sqrt{3} \cdot U_s \cdot I_s}$$

$$\cos \varphi_s = \frac{P_{as(2w)}}{\sqrt{3} \cdot U_s \cdot I_s}$$

Page 280

Correction in the French text only

Dans la légende de la figure 58, au lieu de

- Dimension du bti . . .

lire

- Dimensions du bti . . .

Correction dans le texte anglais uniquement

Page 303

In the penultimate line of the page:

instead of "ou", read "or".

Correction in the French text only

Page 308

14.4.2 Mesures auxiliaires

Dans la première ligne, au lieu de

. . . ± 5 % pr s, . . .

lire

. . . ± 5 % pr s environ, . . .

Page 322

Paragraphe 15.2.1.1, deuxième alinéa, dernière ligne, au lieu de

... n , théoriquement égal ...

lire

... n est théoriquement égal ...

Page 323

Subclause 15.2.1.1, second paragraph, last line, instead of

... n theoretically equal to ...

read

... n is theoretically equal to ...

Page 356

Dans les première et troisième lignes du texte juste au-dessous du tableau C1, au lieu de « $\bar{Y}$ » et « $\bar{Y}_r$ » lire Y_r

Page 357

In the first line and third line of text, just below table C.1, instead of " $\bar{Y}$ " and " $\bar{Y}_r$ " read Y_r

Page 398

Correction in the French text only

Annexe H

Dans le titre, la deuxième ligne, au lieu de

... **DE L' ÉNERGIE MÉCANIQUE**

lire

... **DE L' ÉNERGIE MÉCANIQUE
MASSIQUE**

SOMMAIRE

	Pages
PRÉAMBULE	8
PRÉFACE	8

SECTION UN – RÈGLES GÉNÉRALES

Articles

1. Domaine d'application et objet	12
1.1 Domaine d'application	12
1.2 Objet	12
1.3 Types de machines	12
1.4 Référence à des normes CEI et ISO	14
1.5 Sujets exclus	14
2. Terminologie, définitions, symboles et unités	14
2.1 Généralités	14
2.2 Unités	14
2.3 Liste des termes, définitions, symboles et unités	14
3. Nature et étendue des garanties de performances hydrauliques	50
3.1 Généralités	50
3.2 Garanties principales	50
3.3 Autres garanties	54
4. Organisation de l'essai	58
4.1 Dispositions à prévoir pour l'essai	58
4.2 Autorité pour l'essai	58
4.3 Personnel	58
4.4 Préparation de l'essai	58
4.5 Accord sur le programme d'essai	60
4.6 Appareils de mesure	62
4.7 Relevés	62
4.8 Inspection après l'essai	64
4.9 Rapport final	66

SECTION DEUX – EXÉCUTION DE L'ESSAI POUR LA DÉTERMINATION DES PERFORMANCES DE LA MACHINE EN RÉGIME PERMANENT

5. Modalités d'exécution de l'essai et conditions à remplir	70
5.1 Modalités générales d'exécution de l'essai	70
5.2 Conditions à remplir pour l'essai	76
6. Calcul et analyse des résultats	80
6.1 Calcul des résultats d'essai	80
6.2 Incertitudes de mesure et présentation des résultats	86
6.3 Comparaison avec les garanties	92

SECTION TROIS – EXÉCUTION DE L'ESSAI POUR LA DÉTERMINATION DES CARACTÉRISTIQUES DE LA MACHINE EN RÉGIME TRANSITOIRE

7. Modalités d'exécution de l'essai et conditions à remplir	108
7.1 Conditions d'essai	108
7.2 Modalités d'exécution de l'essai et instrumentation	110

CONTENTS

	Page
FOREWORD	9
PREFACE	9

SECTION ONE – GENERAL RULES

Clause

1. Scope and object	13
1.1 Scope	13
1.2 Object	13
1.3 Types of machines	13
1.4 Reference to IEC and ISO standards	15
1.5 Excluded topics	15
2. Terms, definitions, symbols and units	15
2.1 General	15
2.2 Units	15
2.3 List of terms, definitions, symbols and units	15
3. Nature and extent of hydraulic performance guarantees	51
3.1 General	51
3.2 Main guarantees	51
3.3 Other guarantees	55
4. Organisation of test	59
4.1 Adequate provision for the test	59
4.2 Authority for test	59
4.3 Personnel	59
4.4 Preparation for test	59
4.5 Agreement on test procedure	61
4.6 Instruments	63
4.7 Observations	63
4.8 Inspection after test	65
4.9 Final report	67

SECTION TWO – EXECUTION OF TEST FOR THE DETERMINATION
OF THE STEADY STATE PERFORMANCE OF THE MACHINE

5. Test conditions and procedure	71
5.1 General test procedure	71
5.2 Test conditions to be fulfilled	77
6. Computation and analysis of results	81
6.1 Computation of test results	81
6.2 Uncertainties in measurements and presentation of results	87
6.3 Comparison with guarantees	93

SECTION THREE – EXECUTION OF TEST FOR THE DETERMINATION
OF THE TRANSIENT CHARACTERISTIC OF THE MACHINE

7. Test conditions and procedure	109
7.1 Test conditions	109
7.2 Test procedure and instrumentation	111

Articles	Pages
8. Calcul et analyse des résultats	110
8.1 Transposition des résultats	110
8.2 Comparaison avec les garanties	112

SECTION QUATRE – MÉTHODES DE MESURAGE

9. Introduction	114
9.1 Rendement	114
9.2 Puissance hydraulique	114
9.3 Puissance mécanique	118
10. Débit	118
10.1 Généralités	118
10.2 Jaugeage aux moulinets	122
10.3 Tubes de Pitot	144
10.4 Méthode pression-temps	146
10.5 Méthodes par traceur	162
10.6 Déversoirs	166
10.7 Appareils déprimogènes normalisés	178
10.8 Méthode volumétrique	180
11. Energie hydraulique massique de la machine	186
11.1 Généralités	186
11.2 Détermination de l'énergie hydraulique massique	188
11.3 Détermination de l'énergie massique nette d'aspiration	212
11.4 Mesurage de la pression	216
11.5 Mesurage du niveau libre	240
11.6 Incertitude de mesure	250
12. Puissance	252
12.1 Méthode indirecte de mesurage de la puissance	252
12.2 Méthode directe de mesurage de la puissance	282
12.3 Pertes dans les paliers	284
13. Vitesse de rotation	290
13.1 Généralités	290
13.2 Mesurage de la vitesse dans la détermination directe de la puissance	290
13.3 Mesurage de la vitesse dans la détermination indirecte de la puissance	290
13.4 Incertitude de mesure	290
14. Méthode thermodynamique de mesurage du rendement	292
14.1 Généralités	292
14.2 Rendement et énergie mécanique massique	292
14.3 Méthodes de mesurage de l'énergie mécanique massique	294
14.4 Appareillage	304
14.5 Conditions à remplir pour les essais	308
14.6 Corrections	312
14.7 Incertitude de mesure	318

Clause	Page
8. Computation and analysis of results	111
8.1 Conversion of results	111
8.2 Comparison with guarantees	113

SECTION FOUR – METHODS OF MEASUREMENT

9. Introduction	115
9.1 Efficiency	115
9.2 Hydraulic power	115
9.3 Mechanical power	119
10. Discharge	119
10.1 General	119
10.2 Current-meter method	123
10.3 Pitot tubes	145
10.4 Pressure-time method	147
10.5 Tracer methods	163
10.6 Weirs	167
10.7 Standardized differential pressure devices	179
10.8 Volumetric gauging method	181
11. Specific hydraulic energy of the machine	187
11.1 General	187
11.2 Determination of the specific hydraulic energy	189
11.3 Determination of the net positive suction specific energy	213
11.4 Pressure measurements	217
11.5 Free water level measurements	241
11.6 Uncertainty of measurements	251
12. Power	253
12.1 Indirect method of power measurement	253
12.2 Direct method of power measurement	283
12.3 Bearing losses	285
13. Rotational speed	291
13.1 General	291
13.2 Speed measurements in the case of direct measurement of power	291
13.3 Speed measurements in the case of indirect measurement of power	291
13.4 Uncertainty of measurement	291
14. Thermodynamic method for measuring efficiency	293
14.1 General	293
14.2 Efficiency and specific mechanical energy	293
14.3 Procedure for measurement of specific mechanical energy	295
14.4 Apparatus	305
14.5 Test conditions to be fulfilled	309
14.6 Corrective terms	313
14.7 Uncertainty of measurement	319

Articles	Pages
15. Essais indiciels	320
15.1 Généralités	320
15.2 Mesurage relatif du débit	322
15.3 Mesurage des autres grandeurs	330
15.4 Calcul des résultats	330
15.5 Incertitude de mesure	332
ANNEXE A – Incertitudes systématiques sur les mesures de performances en régime permanent . .	336
ANNEXE B – Elimination des résultats aberrants	352
ANNEXE C – Analyse des incertitudes aléatoires lors d'un essai dans des conditions de fonctionnement constantes	354
ANNEXE D – Analyse des incertitudes aléatoires lors d'un essai couvrant une gamme de conditions de fonctionnement	362
ANNEXE E – Données physiques	368
ANNEXE F – Établissement de l'équation définissant l'énergie hydraulique massique de la machine	390
ANNEXE G – Mesurage de la puissance électrique – Détermination de la correction pour un système de mesure monophasé	394
ANNEXE H – Méthode thermodynamique – Exemples de bilan des puissances et de calcul de l'énergie mécanique massique	398
ANNEXE J – Méthode acoustique de mesurage du débit	404

Clause	Page
15. Index tests	321
15.1 General	321
15.2 Relative discharge measurement	323
15.3 Measurement of other quantities	331
15.4 Computation of results	331
15.5 Uncertainty of measurement	333
APPENDIX A – Systematic uncertainties in performance measurements at steady state conditions . .	337
APPENDIX B – Rejection of outliers	353
APPENDIX C – Analysis of the random uncertainties for a test at constant operating conditions	355
APPENDIX D – Analysis of the random uncertainties for a test over a range of operating conditions .	363
APPENDIX E – Physical data	369
APPENDIX F – Derivation of the equation for the specific hydraulic energy of a machine	391
APPENDIX G – Measurement of electric power – Determination of the correction for a single-phase measuring system	395
APPENDIX H – Thermodynamic method – Examples for a balance of power and computation of the specific mechanical energy	399
APPENDIX J – Acoustic method of discharge measurement	405

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

ESSAIS DE RÉCEPTION SUR PLACE DES TURBINES HYDRAULIQUES, POMPES D'ACCUMULATION ET POMPES-TURBINES, EN VUE DE LA DÉTERMINATION DE LEURS PERFORMANCES HYDRAULIQUES

PRÉAMBULE

- 1) Les décisions ou accords officiels de la CEI en ce qui concerne les questions techniques, préparés par des Comités d'Etudes où sont représentés tous les Comités nationaux s'intéressant à ces questions, expriment dans la plus grande mesure possible un accord international sur les sujets examinés.
- 2) Ces décisions constituent des recommandations internationales et sont agréées comme telles par les Comités nationaux.
- 3) Dans le but d'encourager l'unification internationale, la CEI exprime le vœu que tous les Comités nationaux adoptent dans leurs règles nationales le texte de la recommandation de la CEI, dans la mesure où les conditions nationales le permettent. Toute divergence entre la recommandation de la CEI et la règle nationale correspondante doit, dans la mesure du possible, être indiquée en termes clairs dans cette dernière.

PRÉFACE

La présente Norme internationale a été établie par le Comité d'Etudes n° 4 de la CEI : Turbines hydrauliques. Elle remplace la deuxième édition de la CEI 41, la première édition de la CEI 198 et la première édition de la CEI 607.

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

Règle des Six Mois	Rapport de vote
4 (BC) 48	4 (BC) 52

Le rapport de vote indiqué dans le tableau ci-dessus donne toute information sur le vote ayant abouti à l'approbation de cette norme.

Les publications suivantes de la CEI sont citées dans la présente norme:

Publications n°s	34-2	(1972):	Machines électriques tournantes, Deuxième partie: Méthodes pour la détermination des pertes et du rendement des machines électriques tournantes à partir d'essais (à l'exclusion des machines pour véhicules de traction).
	34-2A	(1974):	Premier complément: Mesure des pertes par la méthode calorimétrique.
	185	(1987):	Transformateurs de courant.
	186	(1987):	Transformateurs de tension. Modification n°1 (1988).
	193	(1965):	Code international concernant les essais de réception sur modèle des turbines hydrauliques. Modification n°1 (1977).
	193A	(1972):	Premier complément.
	308	(1970):	Code international d'essai des régulateurs de vitesse pour turbines hydrauliques.
	497	(1976):	Code international concernant les essais de réception sur modèle réduit des pompes d'accumulation.
	545	(1976):	Guide pour la réception, l'exploitation et l'entretien des turbines hydrauliques.
	609	(1978):	Evaluation de l'érosion de cavitation dans les turbines, les pompes d'accumulation et les pompes-turbines hydrauliques.
	805	(1985):	Guide pour la réception, l'exploitation et l'entretien des pompes d'accumulation et des pompes-turbines fonctionnant en pompe.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

FIELD ACCEPTANCE TESTS TO DETERMINE THE HYDRAULIC PERFORMANCE OF HYDRAULIC TURBINES, STORAGE PUMPS AND PUMP-TURBINES

FOREWORD

- 1) The formal decisions or agreements of the IEC on technical matters, prepared by Technical Committees on which all the National Committees having a special interest therein are represented, express, as nearly as possible, an international consensus of opinion on the subjects dealt with.
- 2) They have the form of recommendations for international use and they are accepted by the National Committees in that sense.
- 3) In order to promote international unification, the IEC expresses the wish that all National Committees should adopt the text of the IEC recommendation for their national rules in so far as national conditions will permit. Any divergence between the IEC recommendation and the corresponding national rules should, as far as possible, be clearly indicated in the latter.

PREFACE

This International Standard has been prepared by IEC Technical Committee No. 4: Hydraulic turbines.
It replaces the second edition of IEC 41, the first edition of IEC 198 and the first edition of IEC 607.

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

Six Months' Rule	Report on Voting
4 (CO) 48	4 (CO) 52

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

The following IEC publications are quoted in this standard:

Publications Nos. 34-2	(1972):	Rotating electrical machines. Part 2: Methods for determining losses and efficiency of rotating electrical machinery from tests (excluding machines for traction vehicles).
34-2A	(1974):	First supplement: Measurement of losses by the calorimetric method.
185	(1987):	Current transformers.
186	(1987):	Voltage transformers. Amendment No.1 (1988).
193	(1965):	International code for model acceptance tests of hydraulic turbines. Amendment No.1 (1977).
193A	(1972):	First supplement.
308	(1970):	International code for testing of speed governing systems for hydraulic turbines.
497	(1976):	International code for model acceptance tests of storage pumps.
545	(1976):	Guide for commissioning, operation and maintenance of hydraulic turbines.
609	(1978):	Cavitation pitting evaluation in hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines.
805	(1985):	Guide for commissioning, operation and maintenance of storage pumps and of pump-turbines operating as pumps.

Normes ISO citées:

Publications n ^{os}	31-3	(1978):	Grandeurs et unités de mécanique. Amendement 01-1985.
	748	(1979):	Mesure de débit des liquides dans les canaux découverts-Méthodes d'exploration du champ des vitesses.
	1438-1	(1980):	Mesure de débit de l'eau dans les canaux découverts au moyen de déversoirs et de canaux Venturi - Partie 1: Déversoirs en mince paroi.
	2186	(1973):	Débit des fluides dans les conduites fermées. Liaisons pour la transmission du signal de pression entre les éléments primaires et secondaires.
	2533	(1975):	Atmosphère type. Additif 01-1985.
	2537	(1988):	Mesure de débit des liquides dans les canaux découverts - Moulinets à élément rotatif.
	2975:		Mesure de débit de l'eau dans les conduites fermées - Méthodes par traceurs.
	2975-1	(1974):	Partie I: Généralités.
	2975-2	(1975):	Partie II: Méthode d'injection à débit constant, utilisant des traceurs non radioactifs.
	2975-3	(1976):	Partie III: Méthode d'injection à débit constant, utilisant des traceurs radioactifs.
	2975-6	(1977):	Partie VI: Méthode du temps de transit, utilisant des traceurs non radioactifs
	2975-7	(1977):	Partie VII: Méthode du temps de transit, utilisant des traceurs radioactifs.
	3354	(1988):	Mesure 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.
	3455	(1976):	Mesure de débit des liquides dans les canaux découverts - Etalonnage des moulinets à élément rotatif en bassins découverts rectilignes.
	3966	(1977):	Mesure du débit des fluides dans les conduites fermées - Méthode d'exploration du champ des vitesses au moyen de tubes de Pitot doubles.
	4373	(1979):	Mesure de débit des liquides dans les canaux découverts - Appareils de mesure du niveau de l'eau.
	5167	(1980):	Mesure de débit des fluides au moyen de diaphragmes, tuyères et tubes de Venturi insérés dans des conduites en charge de section circulaire.
	5168	(1978):	Mesure de débit des fluides - Calcul de l'erreur limite sur une mesure de débit.
	7066:		Evaluation de l'incertitude dans l'étalonnage et l'utilisation des appareils de mesure du débit.
	7066-1	(1989):	Partie 1: Relations d'étalonnage linéaires.
	7066-2	(1988):	Partie 2: Relations d'étalonnage non linéaires.

ISO standards quoted:

- Publications Nos. 31–3 (1978): Quantities and units of mechanics. Amendment 01 – 1985.
- 748 (1979): Liquid flow measurements in open channels – Velocity-area methods.
- 1438–1 (1980): Water flow measurement in open channels using weirs and Venturi flumes-Part 1: Thin-plate weirs.
- 2186 (1973): Fluid flow in closed conduits – Connections for pressure signal transmissions between primary and secondary elements.
- 2533 (1975): Standard Atmosphere. Addendum 01 – 1985.
- 2537 (1988): Liquid flow measurement in open channels – Rotating element current-meters.
- 2975: Measurement of water flow in closed conduits – Tracer methods.
- 2975–1 (1974): Part I: General.
- 2975–2 (1975): Part II: Constant rate injection method using non-radioactive tracers.
- 2975–3 (1976): Part III: Constant rate injection method using radioactive tracers.
- 2975–6 (1977): Part VI: Transit time method using non-radioactive tracers.
- 2975–7 (1977): Part VII: Transit time method using radioactive tracers.
- 3354 (1988): Measurement of clean water flow in closed conduits – Velocity area method using current-meters in full conduits and under regular flow conditions.
- 3455 (1976): Liquid flow measurement in open channels – Calibration of rotating-element current-meters in straight open tanks.
- 3966 (1977): Measurement of fluid flow in closed conduits – Velocity area method using Pitot static tubes.
- 4373 (1979): Measurement of liquid flow in open channels – Water level measuring devices.
- 5167 (1980): Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles and Venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full.
- 5168 (1978): Measurement of fluid flow – Estimation of uncertainty of a flow-rate measurement.
- 7066: Assessment of uncertainty in the calibration and use of flow measurement devices.
- 7066–1 (1989): Part 1: Linear calibration relationships.
- 7066–2 (1988): Part 2: Non-linear calibration relationships.

ESSAIS DE RÉCEPTION SUR PLACE DES TURBINES HYDRAULIQUES, POMPES D'ACCUMULATION ET POMPES-TURBINES, EN VUE DE LA DÉTERMINATION DE LEURS PERFORMANCES HYDRAULIQUES

SECTION UN – RÈGLES GÉNÉRALES

1. Domaine d'application et objet

1.1 *Domaine d'application*

1.1.1 La présente Norme internationale régit les modalités des essais sur place destinés à déterminer dans quelle mesure les garanties contractuelles principales (voir 3.2) sont respectées. Elle fixe les règles qui gouvernent la conduite de ces essais et prescrit les mesures à prendre en cas de contestation d'une phase quelconque des essais. Elle fixe également les méthodes de calcul des résultats ainsi que l'étendue, le contenu et le mode de présentation du rapport final.

1.1.2 Les essais sur modèle, lorsqu'ils sont effectués à titre d'essais de réception, font l'objet de la CEI 193, de sa Modification n° 1 et du premier complément 193 A ainsi que de la CEI 497.

1.1.3 Les essais des systèmes de régulation de vitesse font l'objet de la CEI 308.

1.2 *Objet*

L'objet de la présente norme pour les essais de réception sur place d'une turbine hydraulique, d'une pompe d'accumulation ou d'une pompe-turbine, que l'on appellera par la suite «la machine», est:

- de définir les termes et les grandeurs utilisés;
- de prescrire les méthodes d'essai et les façons de mesurer les grandeurs permettant d'évaluer les performances hydrauliques de la machine;
- de déterminer si les garanties contractuelles qui sont du domaine de cette norme sont respectées.

La décision d'effectuer un essai de réception sur place, ainsi que la définition de la teneur d'un tel essai, doivent faire l'objet d'un accord entre l'acheteur et le fournisseur de la machine. Pour cela on doit examiner, dans chaque cas, si les conditions de mesure prescrites dans la présente norme peuvent être respectées. L'influence des conditions d'écoulement et de la conception des ouvrages sur les incertitudes de mesure doit être prise en compte.

Si les conditions réelles dans lesquelles l'essai de réception serait effectué sur place ne permettent pas de s'assurer du respect des garanties, il est conseillé d'effectuer l'essai de réception sur modèle (voir 1.1.2).

1.3 *Types de machines*

D'une façon générale, la présente norme est applicable à toutes les turbines à action ou à réaction, pompes d'accumulation et pompes-turbines, quels que soient leurs dimensions et leur type. En particulier, elle s'applique aux machines directement couplées à des générateurs, des moteurs ou des moteurs-générateurs électriques.

Dans le domaine de la présente norme, le terme «turbine» inclut une pompe-turbine fonctionnant en turbine et le terme «pompe» inclut une pompe-turbine fonctionnant en pompe. De même, le terme «générateur» inclut un moteur-générateur fonctionnant en générateur et le terme «moteur» inclut un moteur-générateur fonctionnant en moteur.

FIELD ACCEPTANCE TESTS TO DETERMINE THE HYDRAULIC PERFORMANCE OF HYDRAULIC TURBINES, STORAGE PUMPS AND PUMP-TURBINES

SECTION ONE – GENERAL RULES

Scope and object

1 *Scope*

- 1.1 This International Standard covers the arrangements for tests at the site to determine the extent to which the main contract guarantees (see 3.2) have been satisfied. It contains the rules governing their conduct and prescribes measures to be taken if any phase of the tests is disputed. It deals with methods of computation of the results as well as the extent, content and style of the final report.
- 1.2 Model tests, when used for acceptance purposes, are dealt with in IEC 193 with Amendment No. 1, first supplement 193 A, and in IEC 497.
- 1.3 Tests of speed governing systems are dealt with in IEC 308.

2 *Object*

The purpose of this standard for field acceptance tests of hydraulic turbines, storage pumps or pump-turbines, also called the machine, is:

- to define the terms and quantities which are used;
- to specify methods of testing and ways of measuring the quantities involved in order to ascertain the hydraulic performance of the machine;
- to determine if the contract guarantees which fall within the scope of this standard have been fulfilled.

The decision to perform field acceptance tests including the definition of their scope is the subject of an agreement between the purchaser and the supplier of the machine. For this, it has to be examined in each case, whether the measuring conditions recommended in this standard can be realized. The influence on the measuring uncertainties, due to hydraulic and civil conditions has to be taken into account.

If the actual conditions for field acceptance tests do not allow compliance with the guarantees to be proved, it is recommended that acceptance tests be performed on models (see 1.1.2).

3 *Types of machines*

In general, this standard applies to any size and type of impulse or reaction turbine, storage pump or pump-turbine. In particular, it applies to machines coupled to electric generators, motors or motor-generators.

For the purpose of this standard the term turbine includes a pump-turbine functioning as a turbine and the term pump includes a pump-turbine functioning as a pump. The term generator includes a motor-generator functioning as a generator and the term motor includes a motor-generator functioning as a motor.

1.4 Référence à des normes CEI et ISO

La liste des normes CEI et ISO auxquelles il est fait référence dans la présente norme est donnée en Préface. S'il apparaît une contradiction entre cette norme et une autre norme de la CEI ou de l'ISO, les dispositions de cette norme prévalent.

1.5 Sujets exclus

1.5.1 Cette norme exclut tous les sujets à caractère purement commercial, excepté ceux qui sont intimement liés à la bonne conduite des essais.

1.5.2 Cette norme ne concerne ni les détails de construction des machines, ni les propriétés mécaniques de leurs différentes parties.

2. Terminologie, définitions, symboles et unités

2.1 Généralités

Les termes d'usage général, leurs définitions, symboles et unités, utilisés dans toute la norme sont énumérés dans le présent article. Les termes plus particuliers sont définis là où ils apparaissent.

Les termes suivants sont donnés au 5.1.2 et à la figure 11:

- 1) Une *séquence* comprend les lectures et/ou les enregistrements qui permettent d'établir les performances de la machine à un régime de fonctionnement déterminé.
- 2) Un *point* est établi par une ou plusieurs séquences consécutives effectuées au même régime de fonctionnement et avec des ouvertures inchangées.
- 3) Un *essai* comprend un ensemble de données et de résultats qui permet d'établir les performances de la machine dans tout le domaine de fonctionnement spécifié.

Tout terme, définition ou unité de mesure qui ferait l'objet de contestation doit être précisé par écrit avant les essais, d'un commun accord entre les parties contractantes.

2.2 Unités

Le Système International d'Unités (SI) est utilisé tout au long de cette norme*.

Tous les termes sont donnés en unités de base SI ou en unités cohérentes dérivées (par exemple N pour $\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$). Les équations de base sont valables lorsqu'on utilise ces unités. Cela ne doit pas être perdu de vue lorsque, pour certaines grandeurs, on utilise des unités autres que cohérentes (par exemple kilowatt ou mégawatt au lieu de watt pour une puissance, kilopascal ou bar ($= 10^5 \text{ Pa}$) au lieu de pascal pour une pression, min^{-1} au lieu de s^{-1} pour une vitesse de rotation, etc.). Les températures thermodynamiques (ou absolues) en kelvins étant rarement nécessaires, on peut donner les températures en degrés Celsius.

Tout autre système d'unités peut être utilisé à la seule condition que les parties contractantes en aient ainsi convenu par écrit.

2.3 Liste des termes, définitions, symboles et unités

2.3.1 Indices et signes représentatifs

Les termes «haute pression» et «basse pression» définissent les deux côtés de la machine quel que soit le sens de l'écoulement; ils ne dépendent donc pas du mode de fonctionnement de la machine.

* Voir ISO 31-3.

1.4 *Reference to IEC and ISO Standards*

IEC and ISO Standards referred to in this standard are listed in the preface. If a contradiction is found between this standard and another IEC or ISO standard, this standard shall prevail.

1.5 *Excluded topics*

- 1.5.1 This standard excludes all matters of a purely commercial interest except those inextricably bound up with the conduct of the tests.
- 1.5.2 This standard is concerned neither with the structural details of the machines nor with the mechanical properties of their components.

2. *Terms, definitions, symbols and units*

2.1 *General*

The common terms, definitions, symbols and units used throughout the standard are listed in this clause. Specialised terms are explained where they appear.

The following terms are given in 5.1.2 and Figure 11:

- 1) A *run* comprises the readings and/or recordings sufficient to calculate the performance of the machine at one operating condition.
- 2) A *point* is established by one or more consecutive runs at the same operating conditions and unchanged settings.
- 3) A *test* comprises a collection of data and results adequate to establish the performance of the machine over the specified range of operating conditions.

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

2.2 *Units*

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

All terms are given in SI base units or derived coherent units (e.g. N instead of $\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$). The basic equations are valid using these units. This has to be taken into account, if other than coherent SI Units are used for certain data (e.g. kilowatt or megawatt instead of watt for power, kilopascal or bar ($= 10^5 \text{ Pa}$) instead of pascal for pressure, min^{-1} instead of s^{-1} for rotational speed, etc.). Temperatures may be given in degrees Celsius because thermodynamic (absolute) temperatures (in kelvins) are rarely required.

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

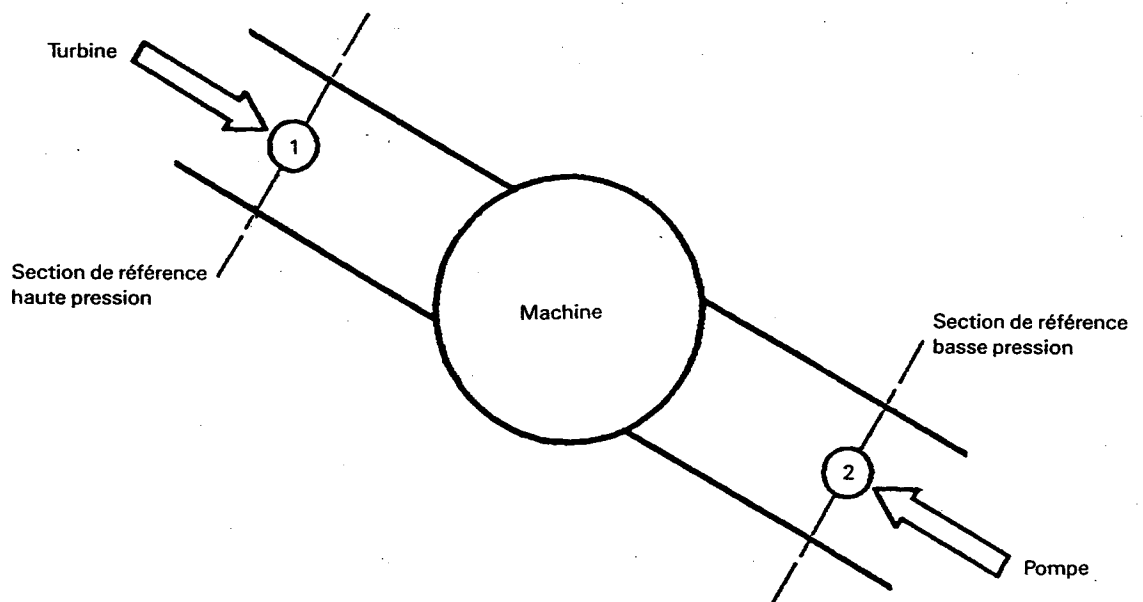
2.3 *List of terms, definitions, symbols and units*

2.3.1 *Subscripts and symbols*

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

* See ISO 31-3.

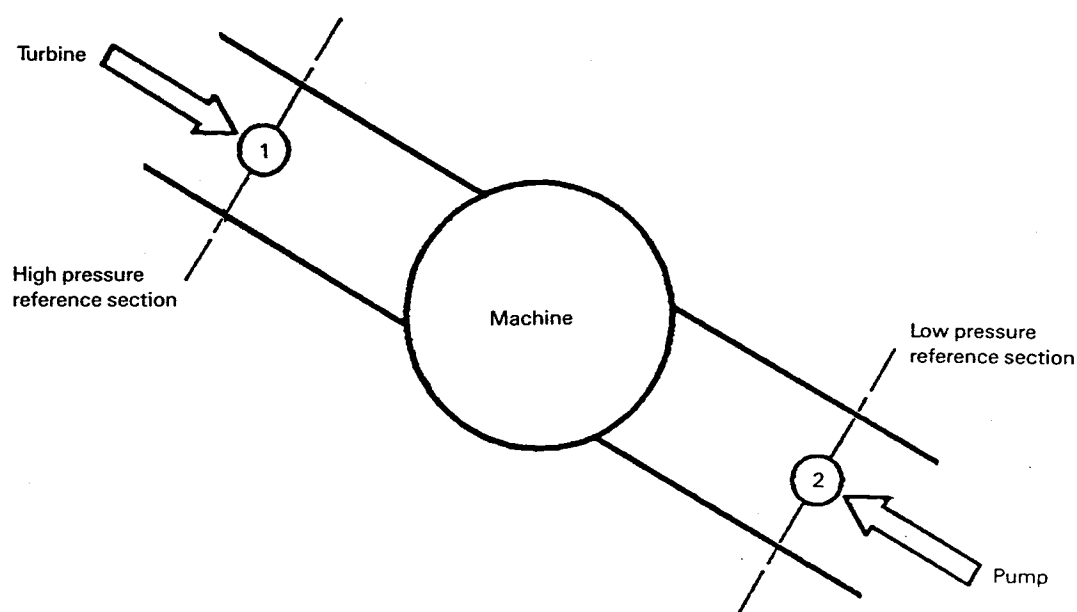
Paragraphe	Terme	Définition	Indice ou signe représentatif
2.3.1.1	Section de référence haute pression	Section côté haute pression de la machine par rapport à laquelle les performances garanties sont définies (voir figure 1)	1
2.3.1.2	Section de référence basse pression	Section côté basse pression de la machine par rapport à laquelle les performances garanties sont définies (voir figure 1)	2
2.3.1.3	Sections de mesure haute pression	Dans la mesure du possible, ces sections devraient coïncider avec la section 1; sinon, les valeurs mesurées doivent être transposées à celle-ci (voir 11.2.1)	1', 1'', ...
2.3.1.4	Sections 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 (voir 11.2.1)	2', 2'', ...
2.3.1.5	Spécifié	Indice désignant les valeurs de grandeurs telles que la vitesse de rotation, le débit, etc. pour lesquelles d'autres grandeurs sont garanties	sp
2.3.1.6	Maximal Minimal	Indices désignant la valeur maximale ou minimale d'une grandeur quelconque	max min
2.3.1.7	Limites	Valeurs définies contractuellement: — à ne pas dépasser — à atteindre	  
2.3.1.8	Ambiant	Indice se référant aux conditions atmosphériques environnantes	amb



CEI 362/91

Figure 1 – Représentation schématique d'une machine hydraulique

Sub-clause	Term	Definition	Subscript symbol
2.3.1.1	High pressure reference section	The high pressure section of the machine to which the performance guarantees refer (see Figure 1)	1
2.3.1.2	Low pressure reference section	The low pressure section of the machine to which the performance guarantees refer (see Figure 1)	2
2.3.1.3	High pressure measuring sections	Whenever possible these sections should coincide with section 1: otherwise the measured values shall be adjusted to section 1 (see 11.2.1)	1', 1'', ...
2.3.1.4	Low pressure measuring sections	Whenever possible these sections should coincide with section 2: otherwise the measured values shall be adjusted to section 2 (see 11.2.1)	2', 2'', ...
2.3.1.5	Specified	Subscript denoting values of quantities such as speed, discharge etc. for which other quantities are guaranteed	sp
2.3.1.6	Maximum Minimum	Subscripts denoting maximum or minimum values of any term	max min
2.3.1.7	Limits	Contractually defined values: — not to be exceeded — to be reached	  
2.3.1.8	Ambient	Subscript referring to surrounding atmospheric conditions	amb

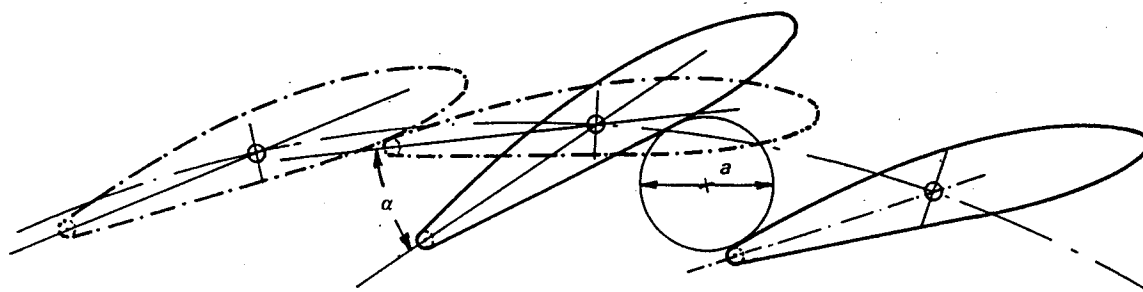


IEC 362/91

Figure 1 – Schematic representation of a hydraulic machine

2.3.2 Termes géométriques

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
2.3.2.1	Aire	Aire nette d'une section transversale normale à la direction générale de l'écoulement	A	m ²
2.3.2.2	Ouverture du distributeur	Angle moyen des aubes directrices mesuré à partir de la position fermée* ou distance minimale moyenne entre aubes directrices adjacentes (à un emplacement défini, si nécessaire) (voir figure 2)	α a	degré m
2.3.2.3	Ouverture de l'injecteur (turbine à action)	Course moyenne des pointeaux mesurée à partir de la position fermée*	s	m
2.3.2.4	Inclinaison des pales	Inclinaison moyenne des pales de la roue mesurée à partir d'une position donnée*	β	degré
2.3.2.5	Niveau	Cote d'un point du système par rapport au niveau de référence (habituellement le niveau moyen de la mer)	z	m
2.3.2.6	Différence de niveau	Différence des cotes de deux points quelconques du système	Z	m



CEI 363/91

Figure 2 – Ouverture du distributeur (à partir de la position fermée)

* Sous la pression d'huile normale de fonctionnement.

2.3.2 Geometric terms

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
2.3.2.1	Area	Net cross sectional area normal to general flow direction	A	m^2
2.3.2.2	Guide vane opening	Average vane angle measured from closed position* or average shortest distance between adjacent guide vanes (at a defined position, if necessary) (see Figure 2)	α a	degree m
2.3.2.3	Needle opening (impulse turbine)	Average needle stroke measured from closed position*	s	m
2.3.2.4	Runner blade opening	Average runner blade angle measured from a given position*	β	degree
2.3.2.5	Level	Elevation of a point in the system above the reference datum (usually mean sea level)	z	m
2.3.2.6	Difference of levels	Difference of elevation between any two points in the system	Z	m

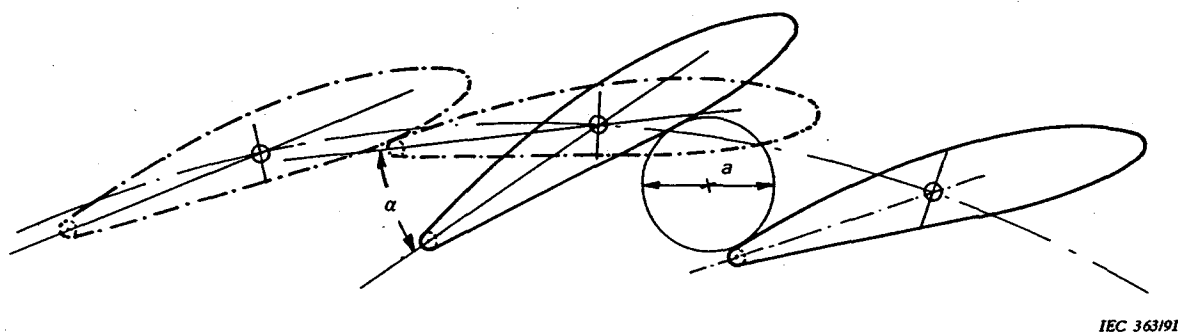


Figure 2 – Guide vane opening (from closed position)

* Under normal working oil pressure.

2.3.3 Grandeurs et propriétés physiques

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
2.3.3.1	Accélération due à la pesanteur	Valeur locale de l'accélération due à la pesanteur en fonction de l'altitude et de la latitude du lieu d'essai (voir annexe E, tableau EI)	g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
2.3.3.2	Température	Température thermodynamique; température Celsius $\vartheta = \Theta - 273,15$	Θ ϑ	K °C
2.3.3.3	Masse volumique	Masse par unité de volume a) Les valeurs pour l'eau sont données à l'annexe E, tableau EII (on utilise communément ρ au lieu de ρ_w) b) Les valeurs pour l'air sont données à l'annexe E, tableau EIII. On utilise habituellement la valeur de la masse volumique de l'air au niveau de référence de la machine (voir 2.3.7.10) c) Les valeurs pour le mercure sont données à l'annexe E, tableau EIV	ρ ρ_w ρ_a ρ_{Hg}	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
2.3.3.4	Volume massique	Volume par unité de masse. Dans cette norme, utilisé seulement pour l'eau	$1/\rho$	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
2.3.3.5	Facteur isotherme	Facteur caractérisant une propriété thermodynamique. Les valeurs pour l'eau sont données à l'annexe E, tableau EV	α	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
2.3.3.6	Capacité thermique massique	Coefficient de variation de l'enthalpie massique en fonction de la température, à pression constante. Les valeurs pour l'eau sont données à l'annexe E, tableau EVI	c_p	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ ou $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
2.3.3.7	Pression de vapeur (absolue)	Dans le domaine de cette norme la pression partielle absolue de vapeur dans le mélange gazeux surmontant la surface du liquide est la pression de vapeur saturante correspondant à la température. Les valeurs pour l'eau distillée sont données à l'annexe E, tableau EVII	p_{va}	Pa
2.3.3.8	Viscosité dynamique	Grandeur caractérisant le comportement mécanique d'un fluide (voir ISO 31-3)	μ	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
2.3.3.9	Viscosité cinématique	Rapport de la viscosité dynamique à la masse volumique: $\nu = \frac{\mu}{\rho}$	ν	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

2.3.3 Physical quantities and properties

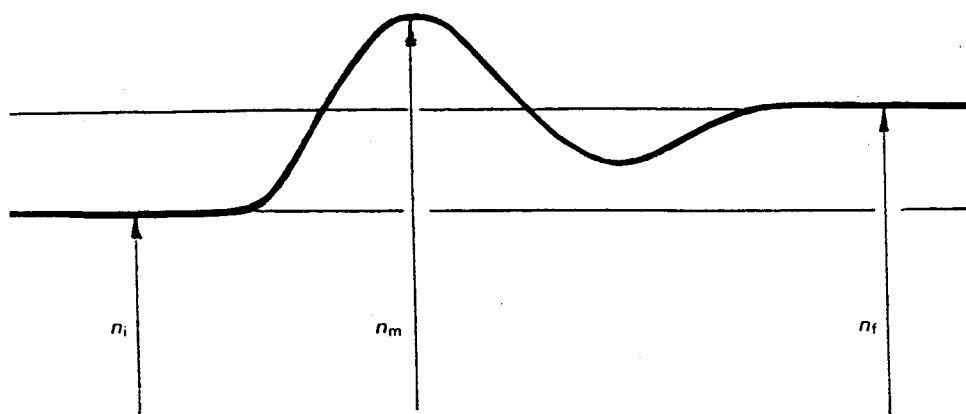
Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
2.3.3.1	Acceleration due to gravity	Local value of g as a function of altitude and latitude of the place of testing (see Appendix E, Table EI)	g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
2.3.3.2	Temperature	Thermodynamic temperature; Celsius temperature $\vartheta = \Theta - 273,15$	Θ ϑ	K $^{\circ}\text{C}$
2.3.3.3	Density	Mass per unit volume a) Values for water are given in Appendix E, Table EII (ρ is commonly used instead of ρ_w) b) Values for air are given in Appendix E, Table EIII. Usually the value of air density at the reference level of the machine (see 2.3.7.10) is used c) Values for mercury are given in Appendix E, Table EIV	ρ ρ_w ρ_a ρ_{Hg}	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
2.3.3.4	Specific volume	Volume per unit mass. Used only for water in this standard	$1/\rho$	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
2.3.3.5	Isothermal factor	Factor characterizing a thermodynamic property. Values for water are given in Appendix E, Table EV	α	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
2.3.3.6	Specific heat capacity	The rate of change of enthalpy per unit mass with change in temperature at constant pressure. Values for water are given in Appendix E, Table EVI	c_p	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$ or $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
2.3.3.7	Vapour pressure (absolute)	For purposes of this standard the absolute partial pressure of the vapour in the gas mixture over the liquid surface is the saturation vapour pressure corresponding to the temperature. Values for distilled water are given in Appendix E, Table EVII	p_{va}	Pa
2.3.3.8	Dynamic viscosity	A quantity characterising the mechanical behaviour of a fluid (see ISO 31-3)	μ	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
2.3.3.9	Kinematic viscosity	Ratio of the dynamic viscosity to the density: $\nu = \frac{\mu}{\rho}$	ν	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

2.3.4 Termes relatifs au débit, à la vitesse d'écoulement et à la vitesse de rotation

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
2.3.4.1	Débit (Débit-volume)	Volume d'eau s'écoulant par unité de temps à travers une section	Q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.2	Débit-masse	Masse d'eau s'écoulant par unité de temps à travers une section. ρ et Q doivent être tous deux déterminés dans la même section et dans les conditions qui y règnent <i>Note.</i> — Le débit-masse est invariable entre deux sections s'il n'existe entre celles-ci ni apport ni prélèvement d'eau	(ρQ)	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.3	Débit mesuré	Volume d'eau s'écoulant par unité de temps à travers une section de mesure, par exemple 1' (voir 2.3.1.3 et 2.3.1.4)	$Q_{1'}$ ou $Q_{2'}$	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.4	Débit dans une section de référence	Volume d'eau s'écoulant par unité de temps à travers la section de référence 1 ou 2	Q_1 ou Q_2	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.5	Débit corrigé dans une section de référence	Volume d'eau transposé à la pression ambiante (voir 2.3.5.2) s'écoulant par unité de temps à travers une section de référence par exemple $Q_{1c} = (\rho Q)_1 / \rho_{p \text{ amb}}$ où $\rho_{p \text{ amb}}$ est la masse volumique de l'eau à la pression ambiante et à la température de l'eau dans la section de référence	Q_{1c} ou Q_{2c}	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.6	Débit à vide	Débit absorbé par une turbine fonctionnant à vide, à la vitesse de rotation et sous l'énergie hydraulique massique spécifiées, générateur non excité	Q_0	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.7	Débit indiciel	Valeur du débit obtenue par une méthode de mesure dont les résultats sont exprimés selon une échelle arbitraire (méthode non étalonnée) (voir article 15)	Q_i	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.8	Vitesse débitante	Rapport du débit-volume à l'aire A de la section de passage	v	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.9	Vitesse de rotation	Nombre de tours de la machine par unité de temps	n	s^{-1}
2.3.4.10	Vitesse à vide	Vitesse d'une turbine en régime permanent à charge nulle, régulateur en service, générateur non excité	n_0	s^{-1}
2.3.4.11	Vitesse initiale	Vitesse d'une turbine en régime permanent immédiatement avant que l'on commence à modifier ses conditions de fonctionnement (voir figure 3)	n_i	s^{-1}
2.3.4.12	Vitesse finale	Vitesse d'une turbine en régime permanent après amortissement de toutes les oscillations transitoires (voir figure 3)	n_f	s^{-1}
2.3.4.13	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 (voir figure 3)	n_m	s^{-1}
2.3.4.14	Vitesse instantanée maximum maximum d'une turbine	Vitesse instantanée maximale atteinte par une turbine dans les conditions de fonctionnement transitoire les plus défavorables (dans certains cas, la vitesse instantanée maximum maximum peut dépasser la vitesse maximale d'emballlement stabilisé)	$n_{m \text{ max}}$	s^{-1}
2.3.4.15	Vitesse maximale d'emballlement stabilisé	Vitesse finale, après amortissement des oscillations transitoires, pour l'ouverture des injecteurs ou du distributeur et/ou l'inclinaison des pales qui donnent la vitesse maximale, la machine électrique étant déconnectée de sa charge ou du réseau et non excitée et sous l'énergie hydraulique massique (la hauteur) maximale. La vitesse d'emballlement, particulièrement celle des machines de vitesse spécifique élevée, peut être influencée par la cavitation et dépend donc du NPSE (voir 2.3.6.9) disponible	$n_{R \text{ max}}$	s^{-1}

2.3.4 Discharge, velocity and speed terms

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
2.3.4.1	Discharge (volume flow rate)	Volume of water per unit time flowing through any section in the system	Q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.2	Mass flow rate	Mass of water flowing through any section of the system per unit time. Both ρ and Q must be determined at the same section and at the conditions existing in that section <i>Note.</i> – The mass flow rate is constant between two sections if no water is added or removed.	(ρQ)	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.3	Measured discharge	Volume of water per unit time flowing through any measuring section, for example 1' (see 2.3.1.3 and 2.3.1.4)	$Q_{1'}$ or $Q_{2'}$	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.4	Discharge at reference section	Volume of water per unit time flowing through the reference section 1 or 2	Q_1 or Q_2	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.5	Corrected discharge at reference section	Volume of water per unit time flowing through a reference section referred to the ambient pressure (see 2.3.5.2) e.g. $Q_{1c} = (\rho Q)_1 / \rho_{p \text{ amb}}$ (see 3.2.3) where $\rho_{p \text{ amb}}$ is the density at ambient pressure and the water temperature at the reference section	Q_{1c} or Q_{2c}	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.6	No-load turbine discharge	Turbine discharge at no-load, at specified speed and specified specific hydraulic energy and generator not excited	Q_0	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.7	Index discharge	Discharge given by relative (uncalibrated) flow measurement (see Clause 15)	Q_i	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.8	Mean velocity	Discharge divided by the area A	v	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
2.3.4.9	Rotational speed	Number of revolutions per unit time	n	s^{-1}
2.3.4.10	No load turbine speed	The steady state turbine speed at no load with governor connected and generator not excited	n_0	s^{-1}
2.3.4.11	Initial speed	The steady state turbine speed just before a change in operating conditions is initiated (see Figure 3)	n_i	s^{-1}
2.3.4.12	Final speed	The steady state turbine speed after all transient waves have been dissipated (see Figure 3)	n_f	s^{-1}
2.3.4.13	Momentary overspeed of a turbine	The highest speed attained during a sudden specified load rejection from a specified governor setting (see Figure 3)	n_m	s^{-1}
2.3.4.14	Maximum momentary overspeed of a turbine	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)	$n_{m \text{ max}}$	s^{-1}
2.3.4.15	Maximum steady state runaway speed	The speed 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 with electrical machine disconnected from load or network and not excited, under the maximum specific hydraulic energy (head). The runaway speed particularly of high specific speed machines may be influenced by cavitation and thus depends on the available NPSE (see 2.3.6.9)	$n_{R \text{ max}}$	s^{-1}



CEI 364/91

Figure 3 – Variation de vitesse de la turbine lors d'une suppression soudaine de charge

2.3.5 Termes relatifs à la pression

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
2.3.5.1	Pression statique (absolue)	Pression statique d'un fluide mesurée par rapport au vide absolu	p_{abs}	Pa
2.3.5.2	Pression ambiante	Pression absolue de l'air ambiant	p_{amb}	Pa
2.3.5.3	Pression effective	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
2.3.5.4	Pression initiale	Pression effective qui existe en régime permanent en un point donné du système immédiatement avant que l'on commence à modifier les conditions de fonctionnement (voir figure 4)	p_i	Pa
2.3.5.5	Pression finale	Pression effective qui existe en régime permanent en un point donné du système après amortissement des oscillations transitoires (voir figure 4)	p_f	Pa
2.3.5.6	Pression instantanée maximale ou minimale	Pression effective la plus élevée ou la plus faible atteinte à un point donné du système dans des conditions de fonctionnement transitoire spécifiées (voir figure 4)	p_m^+ p_m^-	Pa Pa
2.3.5.7	Pression instantanée maximum maximum ou minimum minimum	Pression instantanée maximale ou minimale dans les conditions de fonctionnement transitoire les plus défavorables	$p_{m\ max}^+$ $p_{m\ min}^-$	Pa Pa

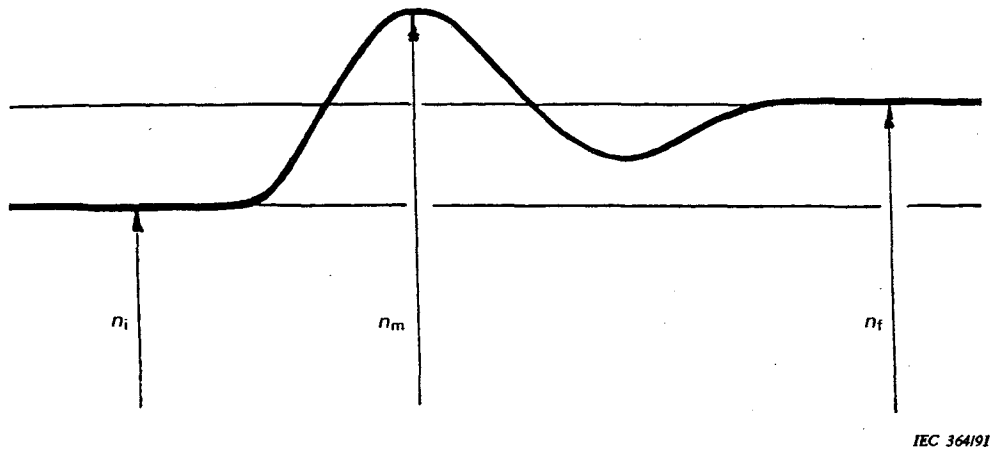
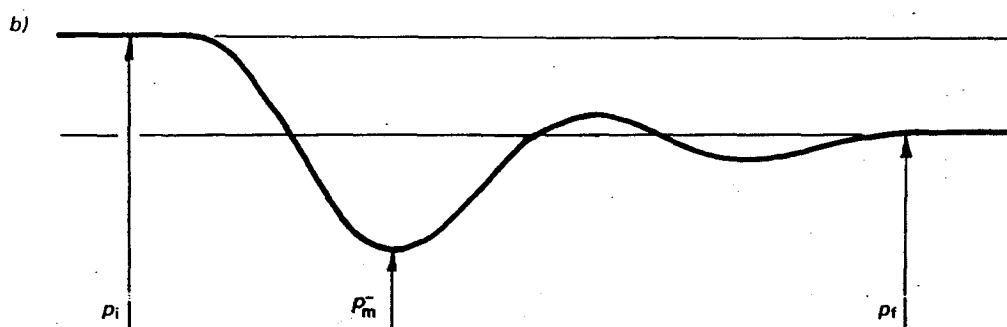
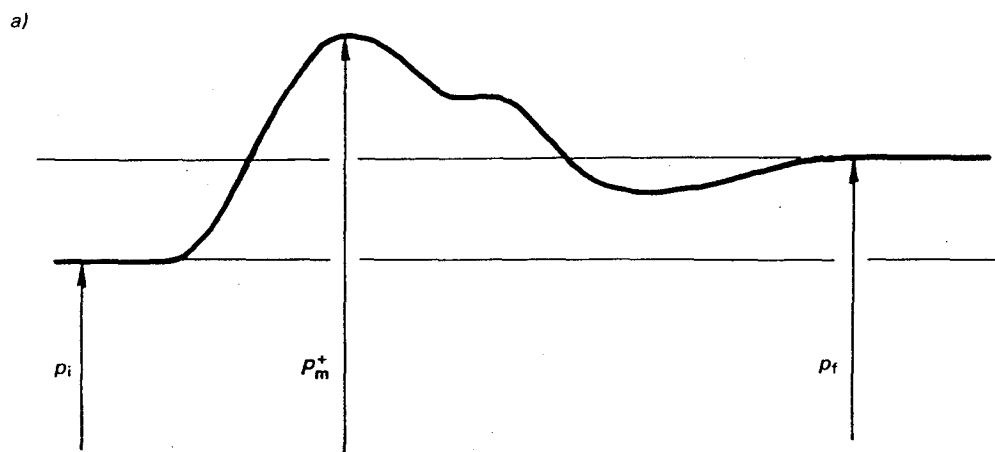


Figure 3 – Variation of turbine speed during a sudden load rejection

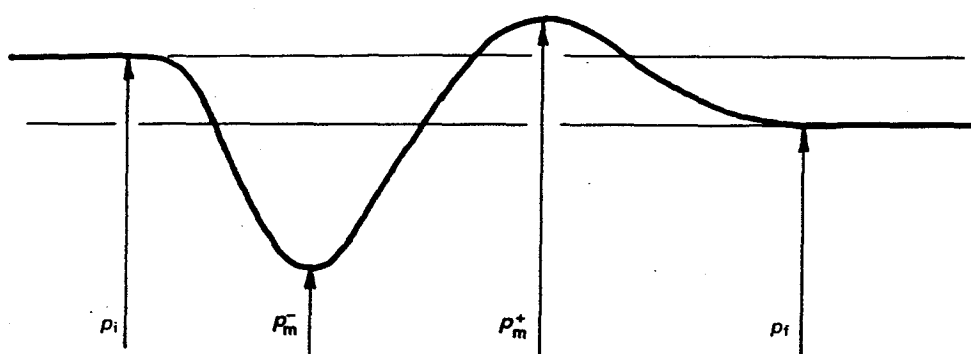
2.3.5 Pressure terms

Sub-Clause	Term	Definition	Symbol	Unit
2.3.5.1	Absolute pressure	The static pressure of a fluid measurement with reference to a perfect vacuum	p_{abs}	Pa
2.3.5.2	Ambient pressure	The absolute pressure of the ambient air	p_{amb}	Pa
2.3.5.3	Gauge pressure	The difference between the absolute pressure of a fluid and the ambient pressure at the place and time of measurement: $p = p_{abs} - p_{amb}$	p	Pa
2.3.5.4	Initial pressure	The steady state gauge pressure which occurs at a specified point of the system just before a change in operating conditions is initiated (see Figure 4)	p_i	Pa
2.3.5.5	Final pressure	The steady state gauge pressure which occurs at a specified point of the system after all transient waves have been dissipated (see Figure 4)	p_f	Pa
2.3.5.6	Momentary pressure	The highest/lowest gauge pressure which occurs at a specified point of the system under specified transient conditions (see Figure 4)	p_m^+ p_m^-	Pa Pa
2.3.5.7	Maximum/minimum momentary pressure	The momentary pressure under the most unfavourable transient conditions	$p_{m\ max}^+$ $p_{m\ min}^-$	Pa Pa



CEI 363/91

Figure 4a – Variation de pression à la section de référence haute pression d'une turbine
a) lors d'une suppression soudaine de charge spécifiée
b) lors d'une prise soudaine de charge spécifiée



CEI 366/91

Figure 4b – Variation de pression à la section de référence haute pression d'une pompe lors d'un déclenchement

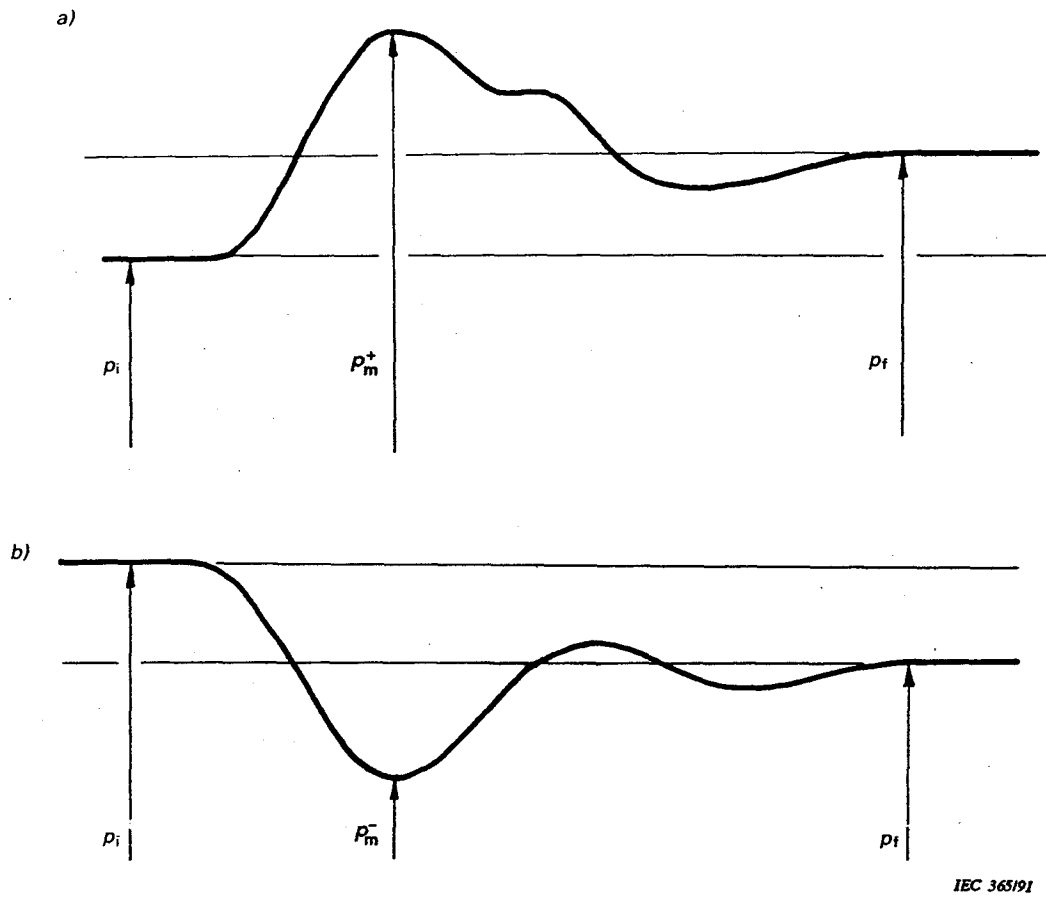


Figure 4a – Variation of pressure at the turbine high pressure reference section
 a) when a specified load is suddenly rejected
 b) when a specified load is suddenly accepted

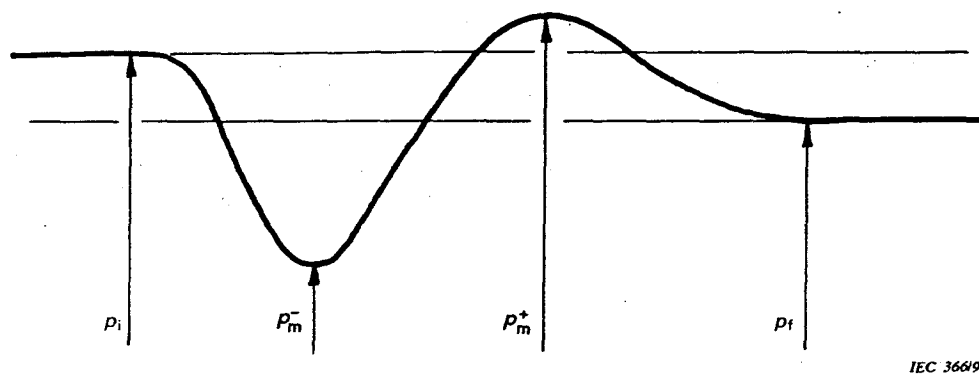


Figure 4b – Variation of pressure at the pump high pressure reference section during a power failure

2.3.6 Termes relatifs à l'énergie massique

L'unité de masse (kg) étant l'une des unités de base du Système International, c'est l'énergie par unité de masse, appelée «énergie massique», qui est utilisée dans la présente norme comme grandeur fondamentale, et non l'énergie par unité locale de poids, c'est-à-dire la hauteur; celle-ci était seule utilisée dans les précédentes CEI 41 et 198.

Cette dernière grandeur (hauteur) présente l'inconvénient de dépendre du poids, donc de l'accélération due à la pesanteur g , qui varie principalement avec la latitude et aussi avec l'altitude. On continuera cependant à employer le terme «hauteur» en raison de son usage très général. On trouvera donc ci-après deux listes de termes relatifs à l'énergie, l'une dans le présent paragraphe sous forme d'énergie massique et l'autre en 2.3.7 sous forme de hauteur. Les termes correspondants ne diffèrent que par le facteur g , valeur locale de l'accélération due à la pesanteur.

Le symbole utilisé pour désigner l'énergie massique dans une section donnée de l'écoulement est la lettre minuscule e ; le symbole utilisé pour désigner la différence d'énergie massique entre deux sections est la lettre majuscule E . Il en est de même pour h et H .

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
2.3.6.1	Energie massique	Energie de l'eau par unité de masse dans une section quelconque	e	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ $(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2})$
2.3.6.2	Energie hydraulique massique de la machine	Energie massique de l'eau disponible entre les sections de référence haute et basse pressions de la machine en tenant compte de l'influence de la compressibilité: $E = \frac{p_{\text{abs1}} - p_{\text{abs2}}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \bar{g}(z_1 - z_2)$ avec $\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ et $\bar{g} = \frac{g_1 + g_2}{2}$ *,** <i>Note.</i> – On peut prendre pour valeur de $\bar{g}$ la valeur de l'accélération due à la pesanteur au niveau de référence de la machine (voir 2.3.7.10). Les valeurs de ρ_1 et ρ_2 peuvent être calculées à partir de p_{abs1} et p_{abs2} respectivement en tenant compte de θ_1 ou de θ_2 dans les deux cas, car la différence de ces températures n'a qu'une influence négligeable sur ρ	E	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
2.3.6.3	Energie mécanique massique à la roue (ou aux roues)	Rapport de la puissance mécanique transmise par l'accouplement de la roue (ou des roues) et de l'arbre (voir article 14) au débit-masse: $E_m = \frac{P_m}{(\rho Q)_1}$ (pour P_m , voir 2.3.8.4)	E_m	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
2.3.6.4	Energie hydraulique massique de l'aménagement	Energie hydraulique massique disponible entre le niveau de la retenue et le niveau du canal du côté basse pression de l'aménagement (voir figure 6). Elle est donnée par: $E_g = \frac{p_{\text{abs3}} - p_{\text{abs4}}}{\bar{\rho}} + \frac{v_3^2 - v_4^2}{2} + \bar{g}(z_3 - z_4)$ avec $\bar{\rho} = \frac{\rho_3 + \rho_4}{2}$ et $\bar{g} = \frac{g_3 + g_4}{2}$ On peut prendre pour valeur de $\bar{\rho}$ la valeur de la masse volumique de l'eau à la pression ambiante	E_g	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$

* Les figures 5a, 5b (machines à réaction) et 5c (turbines à action) illustrent quelques cas courants d'application de cette formule de base définissant l'énergie hydraulique massique. La formule simplifiée applicable est donnée sous chaque figure. Les méthodes de mesure pour l'évaluation de l'énergie hydraulique massique de la machine sont présentées en détail à l'article 11.

** Voir annexe F.

2.3.6 Specific energy terms

In the International System of Units the mass (kg) is one of the base quantities. The energy per unit mass, known as specific energy, is used in this standard as a primary term instead of the energy per local unit weight which is called head and was exclusively used in the former IEC 41 and 198.

The latter term (head) has the disadvantage that the weight depends on the acceleration due to gravity g , which changes mainly with latitude but also with altitude. Nevertheless, the term head will still remain in use because it is very common. Therefore both related energy terms are listed, the specific energy terms in this sub-clause and the head terms in 2.3.7. They differ only by the factor g , which is the local value of acceleration due to gravity.

The symbol for specific energy at any section of flow is the small letter e ; the symbol for the difference of specific energies between any two sections is the capital letter E . The same applies to h and H .

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
2.3.6.1	Specific energy	The energy per unit mass of water at any section	e	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ $(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2})$
2.3.6.2	Specific hydraulic energy of machine	Specific energy of water available between the high and low pressure reference sections of the machine, taking into account the influence of the compressibility $E = \frac{p_{\text{abs1}} - p_{\text{abs2}}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \bar{g}(z_1 - z_2)$ with $\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ and $\bar{g} = \frac{g_1 + g_2}{2}$ *,** Note. – The value of gravity acceleration at the reference level of the machine (see 2.3.7.10) may be assumed as $\bar{g}$. The values of ρ_1 and ρ_2 can be calculated from p_{abs1} and p_{abs2} respectively, taking into account ϑ_1 or ϑ_2 for both values, given the negligible influence of the difference of the temperature on ρ	E	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
2.3.6.3	Specific mechanical energy at runner(s)/impeller(s)	Mechanical power transmitted through the coupling of the runner(s)/impeller(s) and shaft (see Clause 14) divided by mass flow rate: $E_m = \frac{P_m}{(\rho Q)_1} \quad (\text{for } P_m, \text{ see 2.3.8.4})$	E_m	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
2.3.6.4	Specific hydraulic energy of the plant	Specific hydraulic energy available between head water level and tailwater level of the plant (see Figure 6) It is given by: $E_g = \frac{p_{\text{abs3}} - p_{\text{abs4}}}{\bar{\rho}} + \frac{v_3^2 - v_4^2}{2} + \bar{g}(z_3 - z_4)$ with $\bar{\rho} = \frac{\rho_3 + \rho_4}{2}$ and $\bar{g} = -\frac{g_3 + g_4}{2}$ The water density at ambient pressure may be assumed as $\bar{\rho}$	E_g	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$

* Figures 5a, 5b (reaction machines) and 5c (impulse turbines) illustrate some common cases of application of the basic formula for the specific hydraulic energy. The applicable simplified formula is given under each figure. Measurement methods for the evaluation of the specific hydraulic energy of the machine are described in detail in Clause 11.

** See Appendix F.

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
2.3.6.5	Energie hydraulique massique d'une pompe à débit	Energie hydraulique massique d'une pompe pour une vitesse de rotation spécifiée et des ouvertures spécifiées du distributeur et des pales de la roue lorsque la vanne côté haute pression est fermée	E_0	$J \cdot kg^{-1}$
2.3.6.6	Perte d'énergie hydraulique massique	Energie hydraulique massique dissipée entre deux sections quelconques	E_L	$J \cdot kg^{-1}$
2.3.6.7	Perte d'énergie hydraulique massique à l'aspiration	Energie hydraulique massique dissipée entre le canal du côté basse pression et la section de référence basse pression de la machine (voir figure 41)	E_{Ls}	$J \cdot kg^{-1}$
2.3.6.8	Energie potentielle massique d'aspiration de la machine	Energie potentielle massique correspondant à la différence entre le niveau de référence de la machine (voir 2.3.7.10) et le niveau piézométrique dans la section 2: $E_s = g_2(z_r - z_2) = g_2 Z_s$ (voir figure 7)	E_s	$J \cdot kg^{-1}$
2.3.6.9	Energie massique nette à l'aspiration	Energie massique absolue à la section de référence basse pression, rapportée au niveau de référence de la machine, conformément à la figure 7, et diminuée de l'énergie massique correspondant à la pression de vapeur p_{va} * $NPSE = \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2(z_r - z_2)$ **	$NPSE$	$J \cdot kg^{-1}$

2.3.7 Termes relatifs à la hauteur géométrique et à la hauteur de charge

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
2.3.7.1	Hauteur géométrique*** de l'aménagement	Différence d'altitude entre les niveaux d'eau dans la retenue et dans le canal de fuite (voir figure 6)	Z_g	m
2.3.7.2	Hauteur de charge	Energie par unité de poids de l'eau dans une section quelconque $h = e/g$ Pour la définition de e , voir 2.3.6.1	h	m
2.3.7.3	Hauteur de chute nette (d'une turbine) ou hauteur nette de refoulement (d'une pompe)	$H = E/\bar{g}$ Pour la définition de E , voir 2.3.6.2	H	m
2.3.7.4	Hauteur brute***	$H_g = E_g/\bar{g}$ Pour la définition de E_g , voir 2.3.6.4	H_g	m
2.3.7.5	Hauteur à débit nul d'une pompe	$H_0 = E_0/\bar{g}$ Pour la définition de E_0 , voir 2.3.6.5	H_0	m
2.3.7.6	Perte de charge	$H_L = E_L/\bar{g}$ Pour la définition de E_L , voir 2.3.6.6	H_L	m

* Voir 2.3.3.7 et annexe E, tableau EVII.

** Pour la définition du coefficient de cavitation σ , voir les CEI 193A et 497.

*** La figure 6 illustre la relation entre hauteur brute et hauteur géométrique de l'aménagement.

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
2.3.6.5	Zero-discharge (shut-off) specific hydraulic energy of the pump	Pump specific energy at specified speed and specified guide vane and runner/impeller blade settings with high pressure side shut-off	E_0	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
2.3.6.6	Specific hydraulic energy loss	The specific hydraulic energy dissipated between any two sections	E_L	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
2.3.6.7	Suction specific hydraulic energy loss	The specific hydraulic energy dissipated between the tailwater level and the low pressure reference section of the machine (see figure 41)	E_{Ls}	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
2.3.6.8	Suction specific potential energy of the machine	Specific potential energy corresponding to the difference between the reference level of the machine (see 2.3.7.10) and the piezometric level at section 2: $E_s = g_2(z_r - z_{2'}) = g_2 Z_s$ (see Figure 7)	E_s	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
2.3.6.9	Net positive suction specific energy	Absolute specific energy at section 2 minus the specific energy due to vapour pressure p_{va} *, referred to the reference level of the machine according to Figure 7 $NPSE = \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2(z_r - z_2)**$	$NPSE$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$

2.3.7 Height and head terms

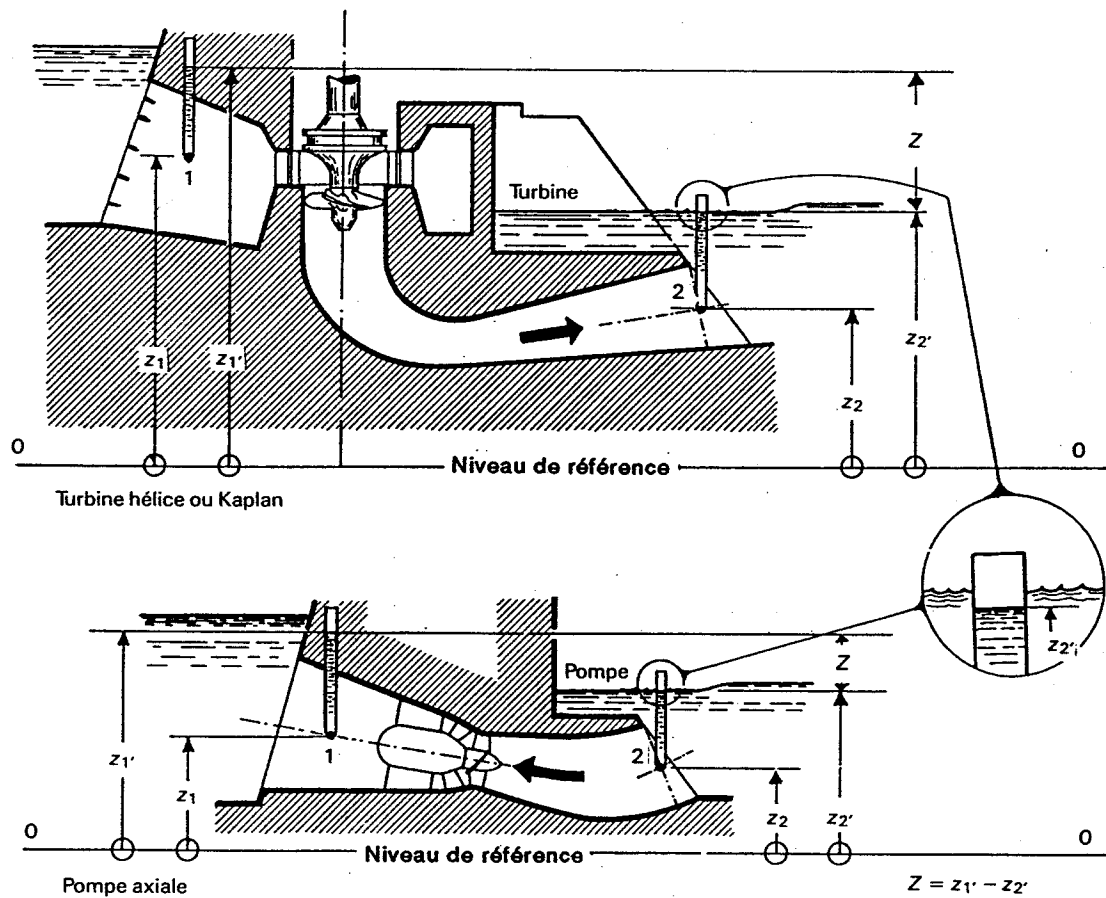
Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
2.3.7.1	Geodetic height of plant***	Difference in elevation between headwater level and tailwater level of plant (see Figure 6)	Z_g	m
2.3.7.2	Head	Energy per unit weight of water at any section $h = e/g$	h	m
2.3.7.3	Turbine or pump head	For definition of e , see 2.3.6.1 $H = E/\bar{g}$ For definition of E , see 2.3.6.2	H	m
2.3.7.4	Plant head***	$H_g = E_g/\bar{g}$ For definition of E_g , see 2.3.6.4	H_g	m
2.3.7.5	Zero-discharge (shut-off) head of pump	$H_0 = E_0/\bar{g}$ For definition of E_0 , see 2.3.6.5	H_0	m
2.3.7.6	Head loss	$H_L = E_L/\bar{g}$ For definition of E_L , see 2.3.6.6	H_L	m

* See 2.3.3.7 and Appendix E, Table EVII.

** For definition of cavitation factor σ , see IEC 193A and 497.

*** Figure 6 shows the relationship between geodetic height of plant and plant head.

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
2.3.7.7	Perte de charge à l'aspiration	$H_{L_s} = \frac{E_{L_s}}{g}$ Pour la définition de E_{L_s} , voir 2.3.6.7	H_{L_s}	m
2.3.7.8	Hauteur géométrique d'aspiration	$Z_s = \frac{E_s}{g_2}$ (voir figure 7) Pour la définition de E_s , voir 2.3.6.8	Z_s	m
2.3.7.9	Hauteur de charge nette absolue à l'aspiration	$NPSH = \frac{NPSE}{g_2}$ Pour la définition de $NPSE$, voir 2.3.6.9	$NPSH$	m
2.3.7.10	Niveau de référence de la machine	Altitude du point de la machine pris comme référence pour le calage de la machine, tel que défini par la figure 8.	z_r	m



CEI 367/91

Figure 5a – Machines de basse chute – Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
2.3.7.7	Suction head loss	$H_{Ls} = \frac{E_{Ls}}{g}$	H_{Ls}	m
2.3.7.8	Suction height	For definition of E_{Ls} , see 2.3.6.7 $Z_s = \frac{E_s}{g_2}$ (see Figure 7)	Z_s	m
2.3.7.9	Net positive suction head	For definition of E_s , see 2.3.6.8 $NPSH = \frac{NPSE}{g_2}$	$NPSH$	m
2.3.7.10	Reference level of the machine	For definition of $NPSE$, see 2.3.6.9 Elevation of the point of the machine taken as reference for the setting of the machine as defined in Figure 8	z_r	m

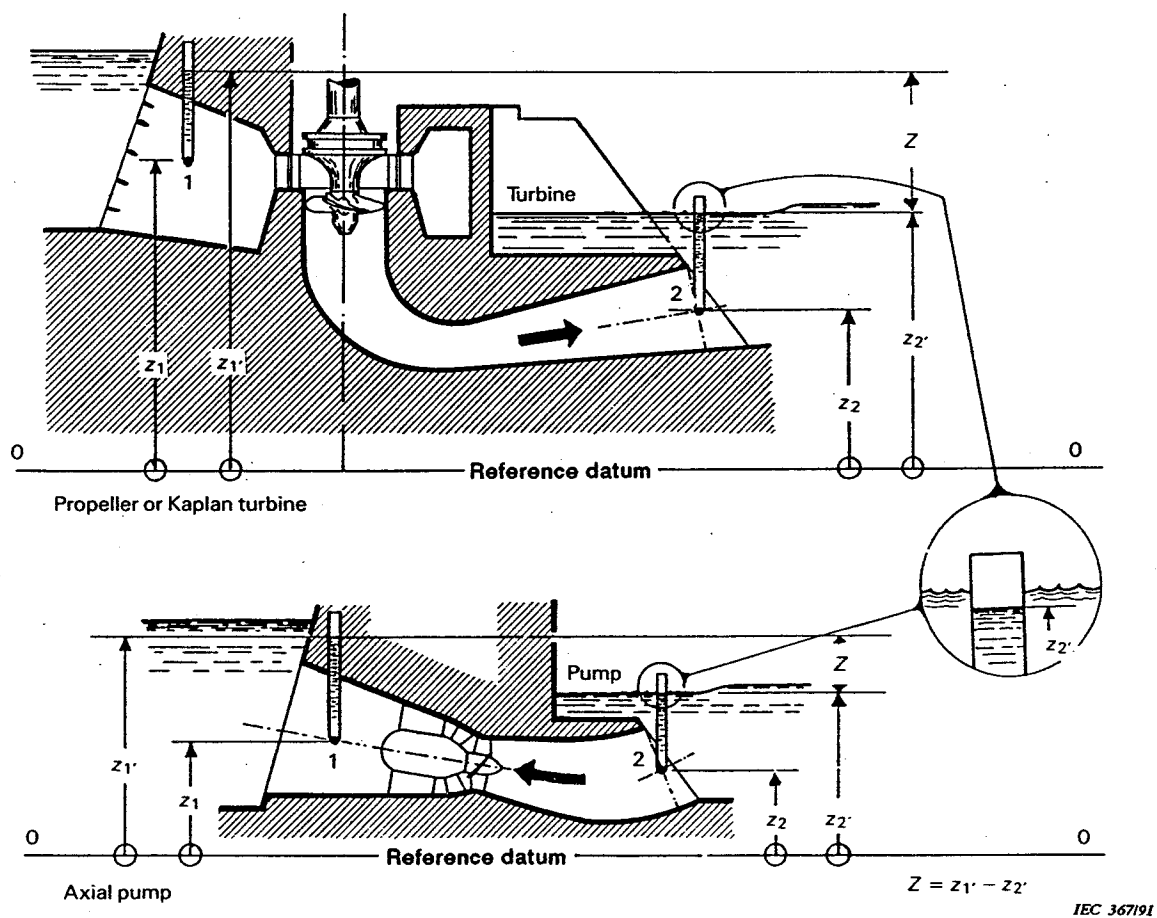


Figure 5a – Low-head machines – Determination of specific hydraulic energy of machine

On utilise aux points 1 et 2 des manomètres à colonne air-eau.

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

La différence de pression entre 1 et 2 étant faible, la compressibilité de l'eau est négligée. On a donc:

$$\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$$

et donc:

$$p_{abs1} = \bar{\rho} \cdot \bar{g}(z_{1'} - z_1) + p_{amb1'}$$

$$p_{abs2} = \bar{\rho} \cdot \bar{g}(z_{2'} - z_2) + p_{amb2'}$$

$$p_{amb1'} - p_{amb2'} = -\rho_a \cdot \bar{g}(z_{1'} - z_{2'})$$

La formule de calcul simplifiée est donc:

$$E = \bar{g} \cdot (z_{1'} - z_{2'}) \cdot \left(1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}}\right) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} = \bar{g} \cdot Z \left(1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}}\right) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$$

On peut prendre comme valeur de $\bar{\rho}$ la masse volumique de l'eau à la pression ambiante.

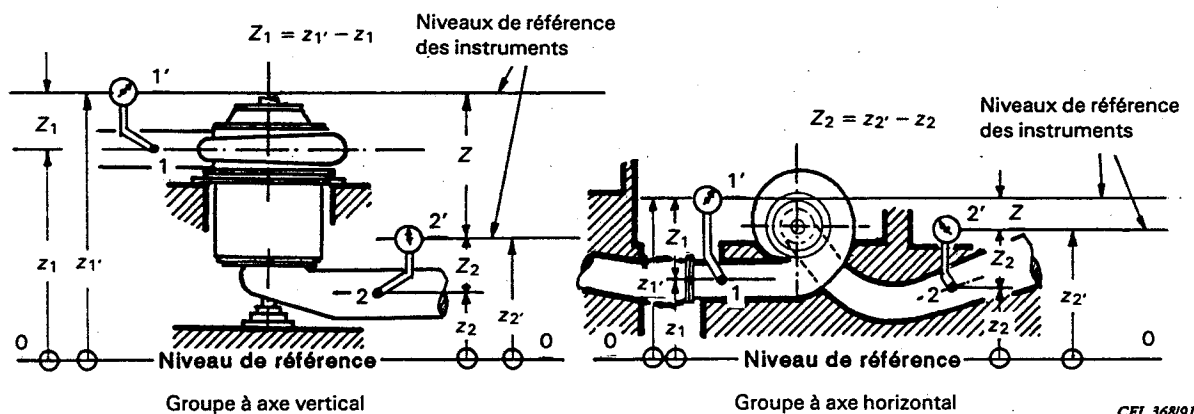


Figure 5b – Machines de moyenne ou haute chute – Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine

On utilise des manomètres aux points 1 et 2.

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

Z étant petit comparé à H , la différence de pression ambiante entre 1' et 2' est négligée. On a donc:

$$p_{amb1'} = p_{amb2'} = p_{amb}$$

Comme Z_1 et Z_2 sont tous deux petits comparés à H , on peut admettre que:

$$Z_1 \cdot \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} = Z_1 \quad \text{et} \quad Z_2 \cdot \frac{\rho_2}{\bar{\rho}} = Z_2$$

Water column manometers are applied at point 1 and 2.

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

The compressibility of water is neglected because the difference of pressure between 1 and 2 is small therefore:

$$\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$$

Hence:

$$p_{abs1} = \bar{\rho} \cdot \bar{g}(z_{1'} - z_1) + p_{amb1'}$$

$$p_{abs2} = \bar{\rho} \cdot \bar{g}(z_{2'} - z_2) + p_{amb2'}$$

$$p_{amb1'} - p_{amb2'} = -\rho_a \cdot \bar{g}(z_{1'} - z_{2'})$$

and therefore the simplified formula is:

$$E = \bar{g} \cdot (z_{1'} - z_{2'}) \cdot \left(1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}}\right) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} = \bar{g} \cdot Z \left(1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}}\right) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$$

The water density at ambient pressure may be assumed as $\bar{\rho}$.

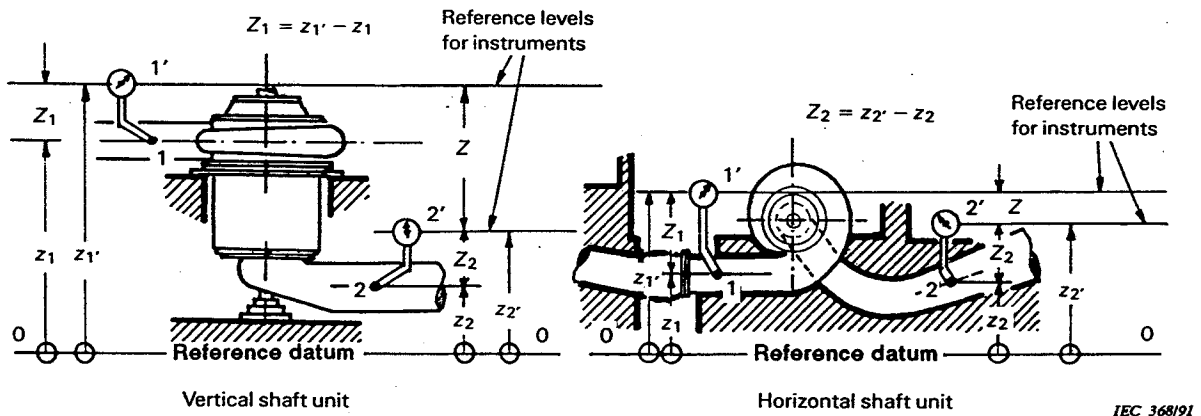


Figure 5b – Medium and high-head machines – Determination of specific hydraulic energy of machine

Pressure gauges manometers are applied at points 1 and 2.

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

The difference in ambient pressure between 1' and 2' is neglected because Z is small compared to H , therefore:

$$p_{amb1'} = p_{amb2'} = p_{amb}$$

Since both Z_1 and Z_2 are small compared to H , it may be assumed that:

$$Z_1 \cdot \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} = Z_1 \quad \text{and} \quad Z_2 \cdot \frac{\rho_2}{\bar{\rho}} = Z_2$$

et donc:

$$p_{abs1} = p_{1'} + Z_1 \cdot \rho_1 \cdot \bar{g} + p_{amb} \text{ où } p_{1'} \text{ est la pression effective mesurée en } 1'$$

$$p_{abs2} = p_{2'} + Z_2 \cdot \rho_2 \cdot \bar{g} + p_{amb} \text{ où } p_{2'} \text{ est la pression effective mesurée en } 2'$$

La formule de calcul simplifiée est donc:

$$E = \frac{(p_{1'} - p_{2'})}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot (z_{1'} - z_{2'}) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} = \frac{(p_{1'} - p_{2'})}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot Z + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$$

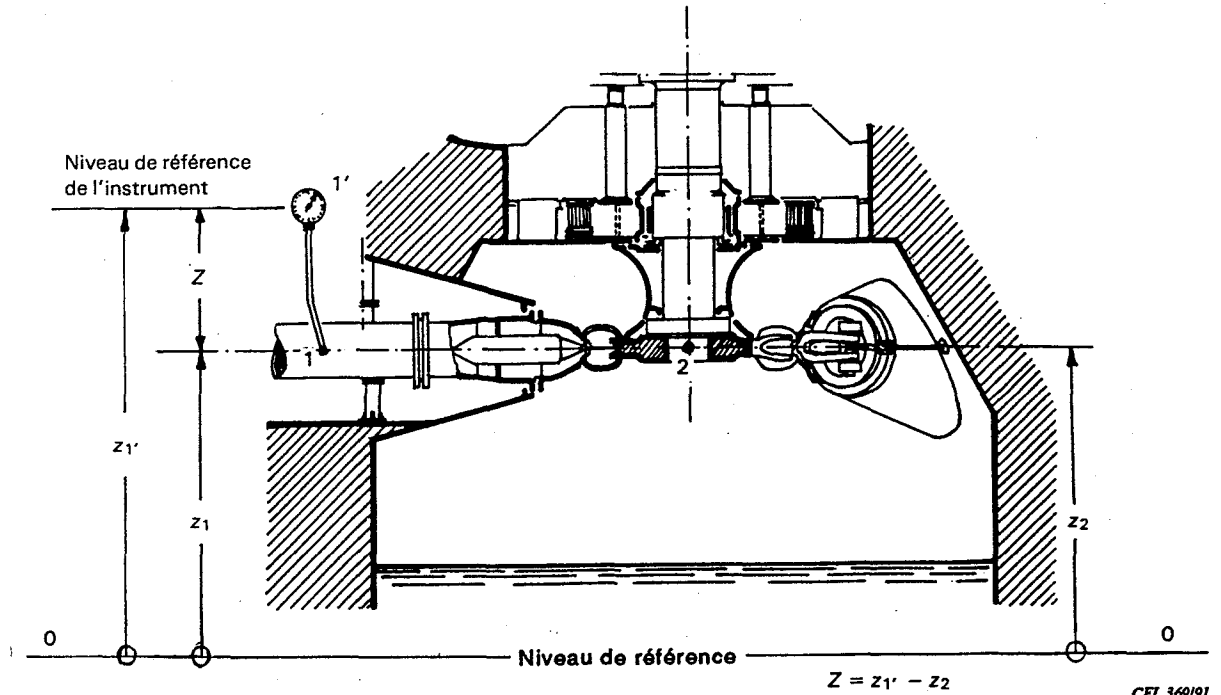


Figure 5c – Turbines Pelton à axe vertical – Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine

Cas d'un bâti non pressurisé.

On admet conventionnellement que la section de référence basse pression correspond au plan de cote z_2 et que, dans le cas d'un bâti non pressurisé, la pression à l'intérieur de celui-ci est égale à la pression ambiante.

$$E = \bar{g} \cdot H = \frac{(p_{abs1} - p_{abs2})}{\bar{\rho}} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2)$$

Z étant petit comparé à H , la différence de pression ambiante entre 1' et 2 est négligée. On a donc:

$$p_{amb1'} = p_{amb2} = p_{amb}$$

Pour la même raison, on admet que:

$$Z \cdot \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} = Z$$

et donc:

$$p_{abs1} = p_{1'} + Z \cdot \rho_1 \cdot \bar{g} + p_{amb} \text{ où } p_{1'} \text{ est la pression effective mesurée en } 1'$$

$$p_{abs2} = p_{amb}$$

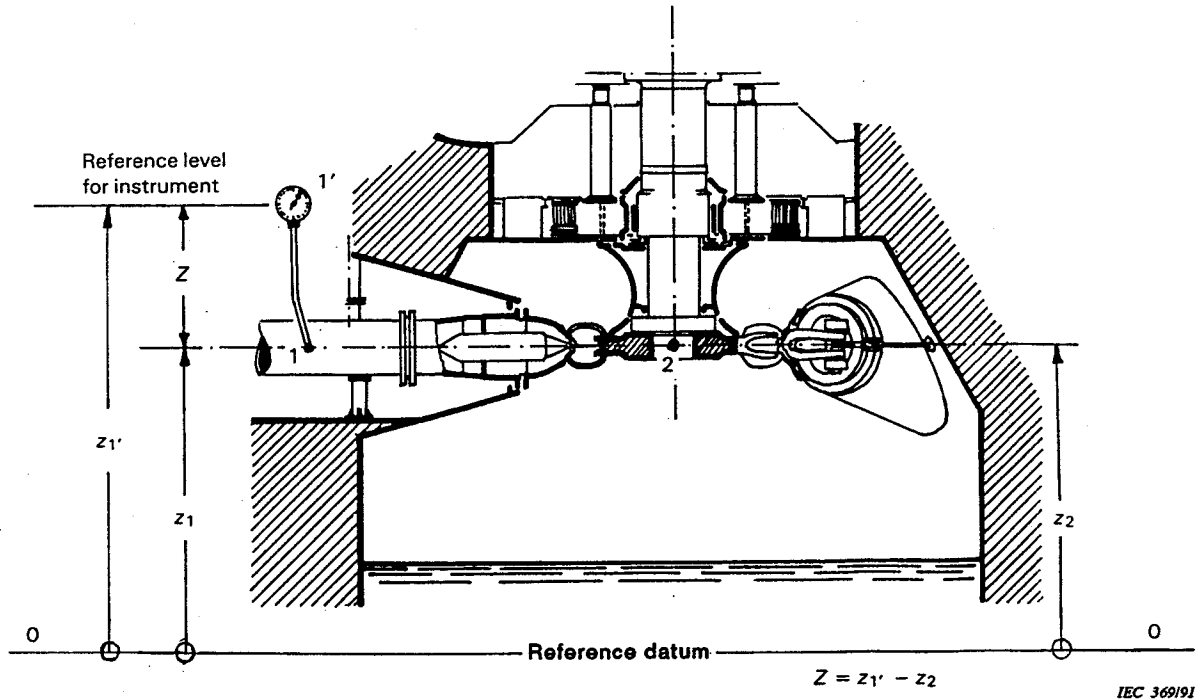
hence:

$$p_{abs1} = p_{1'} + Z_1 \cdot \rho_1 \cdot \bar{g} + p_{amb} \text{ where } p_{1'} \text{ is the gauge pressure measured at } 1'$$

$$p_{abs2} = p_{2'} + Z_2 \cdot \rho_2 \cdot \bar{g} + p_{amb} \text{ where } p_{2'} \text{ is the gauge pressure measured at } 2'$$

and therefore the simplified formula is:

$$E = \frac{(p_{1'} - p_{2'})}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot (z_{1'} - z_{2'}) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} = \frac{(p_{1'} - p_{2'})}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot Z + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$$



IEC 369/91

Figure 5c – Pelton turbines with vertical axis – Determination of specific hydraulic energy of machine

Case of non-pressurised housing.

It is conventionally assumed that the low pressure reference section corresponds to the plane at elevation z_2 and that the pressure inside the housing is equal to the ambient pressure in the case of non-pressurised housing.

$$E = \bar{g} \cdot H = \frac{(p_{abs1} - p_{abs2})}{\bar{\rho}} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2)$$

The difference in ambient pressure between 1' and 2 is neglected because Z is small compared to H , therefore:

$$p_{amb1'} = p_{amb2} = p_{amb}$$

For the same reason it is assumed that:

$$Z \cdot \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} = Z$$

hence:

$$p_{abs1} = p_{1'} + Z \cdot \rho_1 \cdot \bar{g} + p_{amb} \text{ where } p_{1'} \text{ is the gauge pressure measured at } 1'$$

$$p_{abs2} = p_{amb}$$

Comme $z_1 = z_2$, et en supposant $v_2 = 0$, la formule de calcul simplifiée est:

$$E = \frac{p_1'}{\varrho} + \bar{g} \cdot (z_1' - z_2) + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_1'}{\varrho} + \bar{g} \cdot Z + \frac{v_1^2}{2}$$

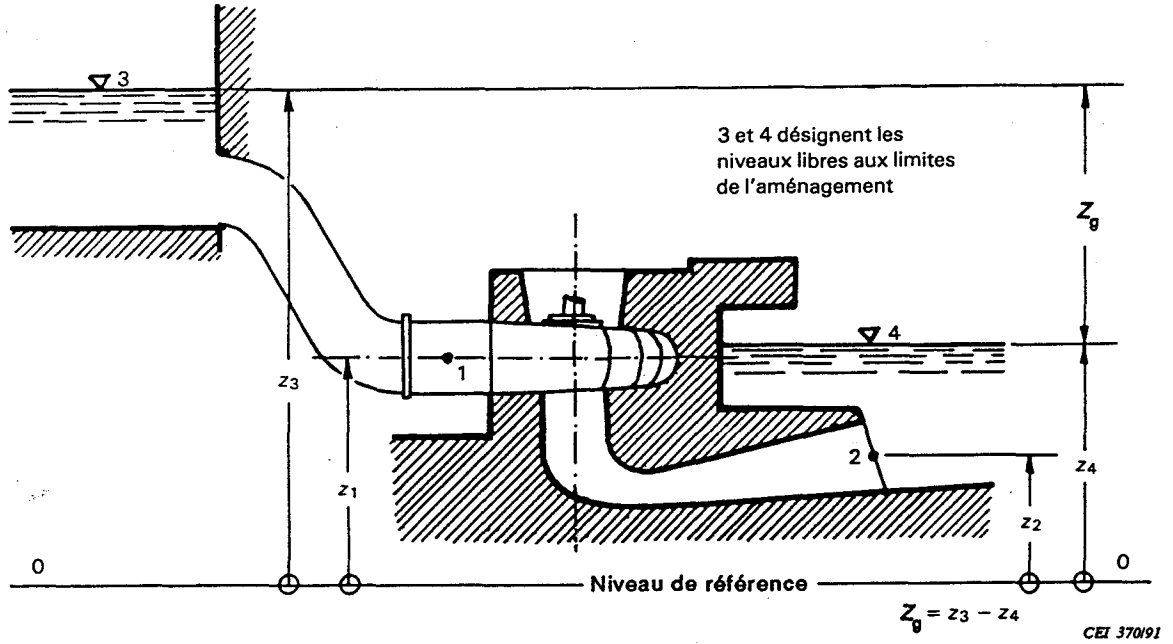


Figure 6 – Aménagement hydroélectrique – Détermination de l'énergie hydraulique massique E_g et de la hauteur brute H_g de l'aménagement à partir de la hauteur géométrique de l'aménagement Z_g

La formule générale est:

$$E_g = \bar{g}_{3-4} \cdot H_g = \frac{(p_{abs3} - p_{abs4})}{\varrho_{3-4}} + \frac{(v_3^2 - v_4^2)}{2} + \bar{g}_{3-4}(z_3 - z_4)$$

En supposant que $\bar{g}_{3-4} = \frac{g_3 + g_4}{2} = \bar{g}$,

$$p_{abs3} - p_{abs4} = -\varrho_a \cdot \bar{g} \cdot (z_3 - z_4);$$

et, en supposant que $v_3 = v_4 = 0$

et que $\varrho_{3-4} = \frac{\varrho_3 + \varrho_4}{2} = \varrho$ masse volumique de l'eau à la pression ambiante, la formule devient:

$$E_g = \bar{g} \cdot (z_3 - z_4) \cdot \left[1 - \frac{\varrho_a}{\varrho} \right] = \bar{g} \cdot Z_g \cdot \left[1 - \frac{\varrho_a}{\varrho} \right]$$

où ϱ_a est supposé égal à la masse volumique de l'air au niveau de référence de la machine.

Par ailleurs:

$$E_g = E \pm \sum E_L \quad \text{avec} \quad \begin{cases} + & \text{pour une turbine} \\ - & \text{pour une pompe} \end{cases}$$

As $z_1 = z_2$ and assuming $v_2 = 0$, the simplified formula is:

$$E = \frac{p_1'}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot (z_1' - z_2) + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_1'}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot Z + \frac{v_1^2}{2}$$

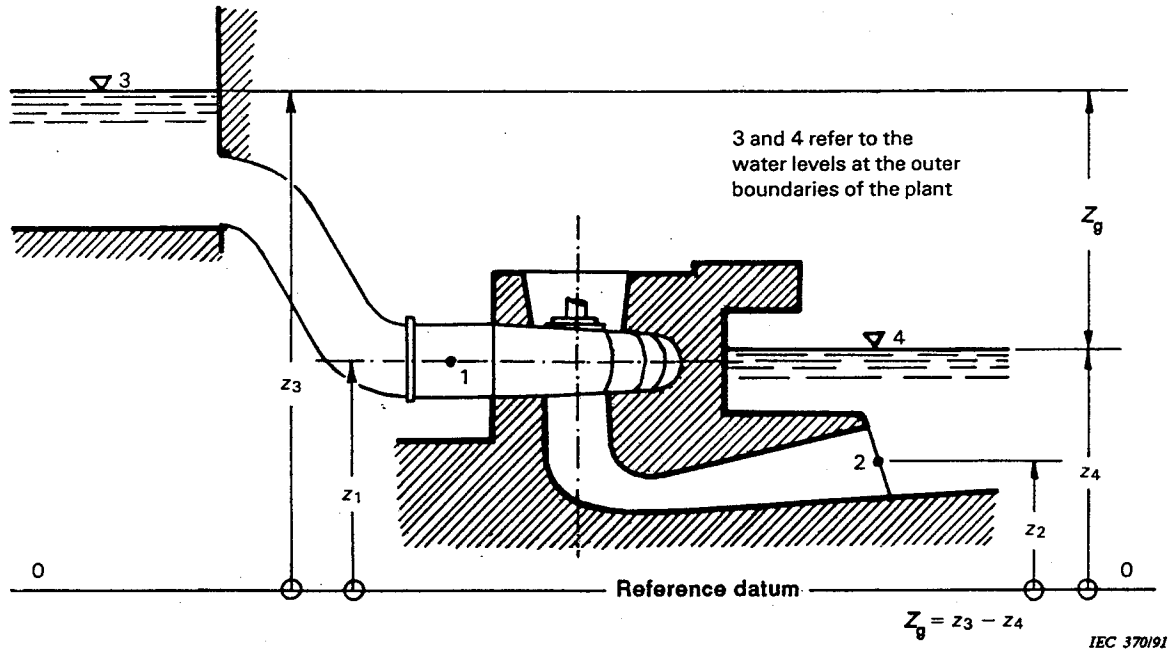


Figure 6 – Hydroelectric plant – Determination of specific hydraulic energy E_g and head H_g of plant through geodetic height of plant Z_g

The general formula is:

$$E_g = \bar{g}_{3-4} \cdot H_g = \frac{(p_{abs3} - p_{abs4})}{\bar{\rho}_{3-4}} + \frac{(v_3^2 - v_4^2)}{2} + \bar{g}_{3-4}(z_3 - z_4)$$

Assuming $\bar{g}_{3-4} = \frac{g_3 + g_4}{2} = \bar{g}$,

$$p_{abs3} - p_{abs4} = -\rho_a \cdot \bar{g} \cdot (z_3 - z_4);$$

assuming $v_3 = v_4 = 0$

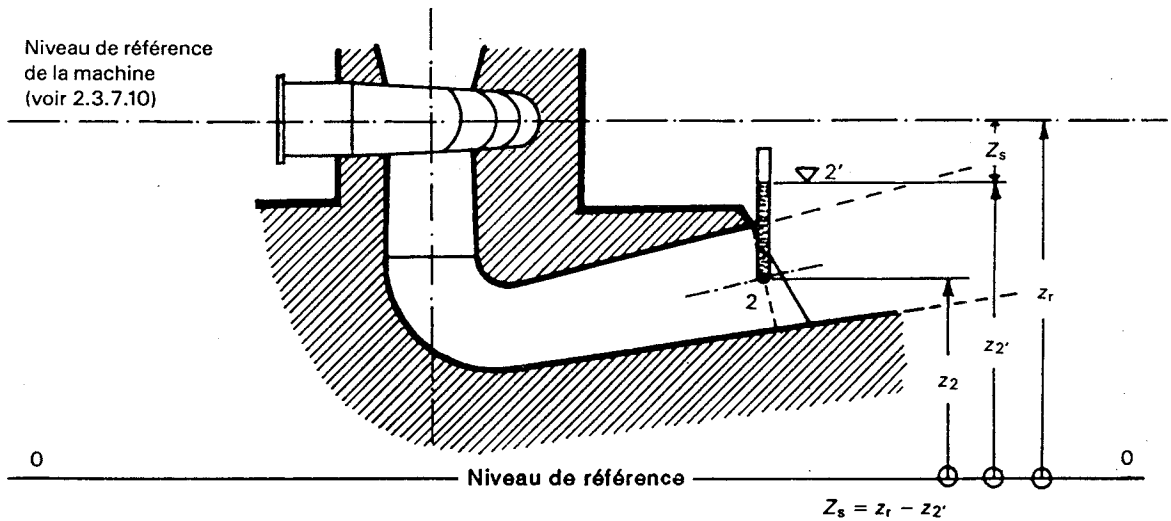
and $\bar{\rho}_{3-4} = \frac{\rho_3 + \rho_4}{2} = \bar{\rho}$ water density at the ambient pressure, the formula becomes:

$$E_g = \bar{g} \cdot (z_3 - z_4) \cdot \left[1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}} \right] = \bar{g} \cdot Z_g \cdot \left[1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}} \right]$$

where ρ_a is assumed equal to air density at the reference level of the machine.

Conversely:

$$E_g = E \pm \sum E_L \quad \text{where} \quad \begin{cases} + & \text{turbine} \\ - & \text{pump} \end{cases}$$



CEI 371/91

Figure 7 – Energie massique nette à l'aspiration (NPSE) et hauteur de charge nette absolue à l'aspiration (NPSH)

On utilise au point 2 un manomètre à colonne air-cau.

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{(p_{abs_2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_2)$$

Avec:

$$p_{abs_2} = \rho_2 \cdot g_2 \cdot (z_2' - z_2) + p_{amb_2'}$$

la formule de calcul simplifiée est donc:

$$NPSE = \frac{(p_{amb_2'} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_2') = \frac{(p_{amb_2'} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot Z_s$$

où Z_s est positif lorsque le niveau 2' est plus bas que le niveau de référence de la machine, et inversement.

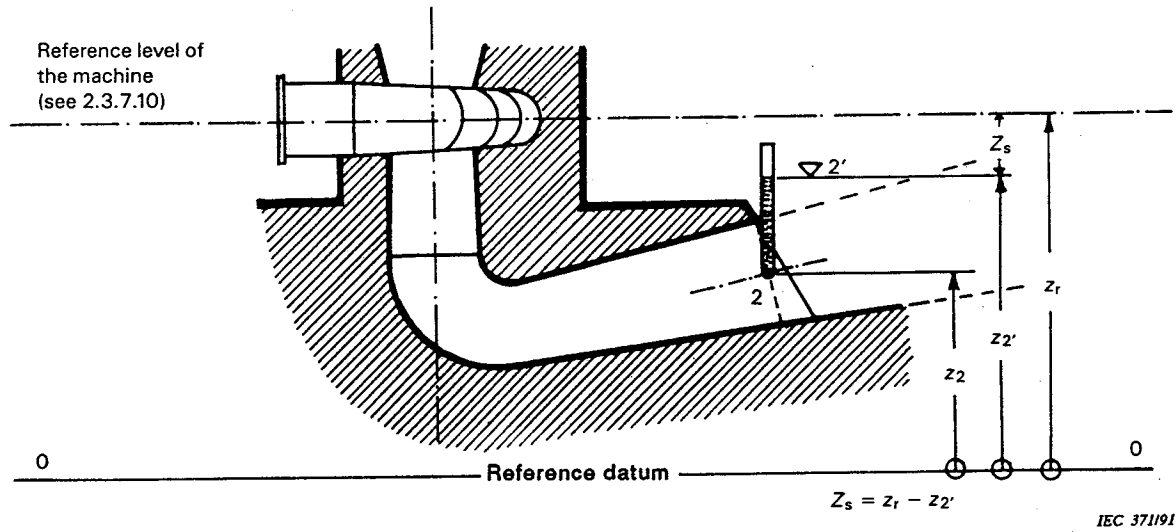


Figure 7 – Net positive suction specific energy, *NPSE*, and net positive suction head, *NPSH*

Water column manometer is applied at point 2.

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{(p_{abs2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_2)$$

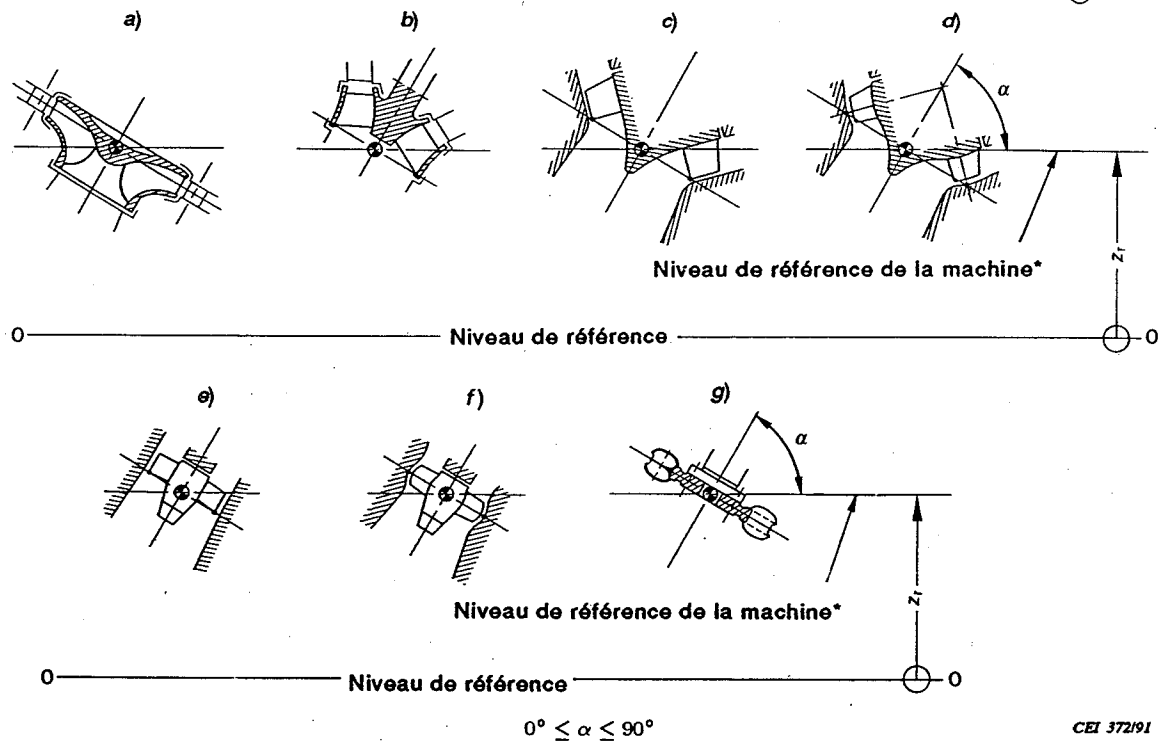
With:

$$p_{abs2} = \rho_2 \cdot g_2 \cdot (z_{2'} - z_2) + p_{amb_{2'}}$$

the simplified formula becomes:

$$NPSE = \frac{(p_{amb_{2'}} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_{2'}) = \frac{(p_{amb_{2'}} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g_2 \cdot Z_s$$

where Z_s is positive if the level 2' is lower than the reference level of the machine and vice versa.



CEI 372/91

- a) Machines radiales, telles que les turbines Francis, les pompes et pompes-turbines centrifuges; pour les machines multi-étagées, on considère l'étage basse pression.
- b) Machines diagonales à pales fixes avec ceinture de roue.
- c) Machines diagonales à pales fixes sans ceinture de roue.
- d) Machines diagonales à pales réglables.
- e) Machines axiales, telles que les turbines hélices, turbines tubulaires**, pompes et pompes-turbines axiales, à pales fixes.
- f) Machines axiales, telles que les turbines Kaplan, turbines tubulaires**, pompes et pompes-turbines axiales, à pales réglables.
- g) Turbines Pelton.

Figure 8 – Niveau de référence des turbines, pompes et pompes-turbines*

2.3.8 Termes relatifs à la puissance

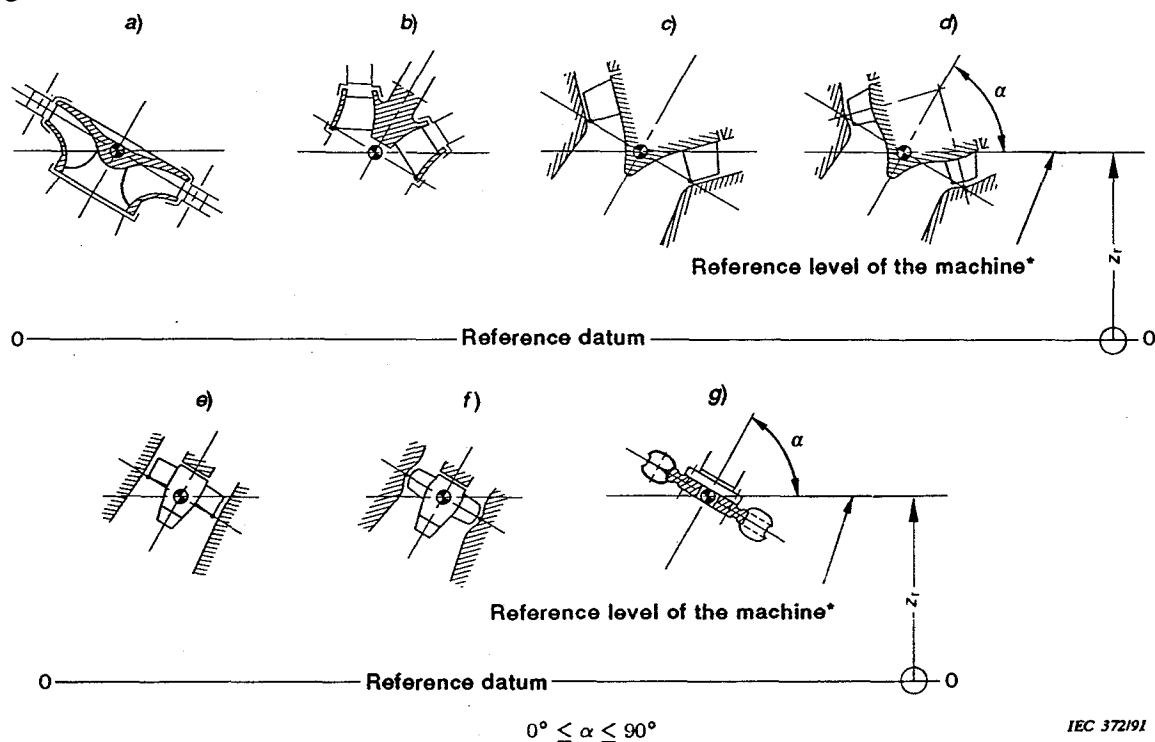
Note. – Les termes relatifs à la puissance électrique sont définis à l'article 12.

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
2.3.8.1	Puissance hydraulique	Puissance disponible dans l'eau pour produire de l'énergie (cas d'une turbine) ou puissance transmise à l'eau (cas d'une pompe)	P_h	W
2.3.8.2	Correction de la puissance hydraulique	Terme correctif à déterminer après une analyse adéquate basée sur les définitions contractuelles et les conditions locales*** (voir 9.2.3)	ΔP_h	W

* Le niveau de référence de la machine z_r ne correspond pas nécessairement au point de cavitation maximale.

** Le terme «turbines tubulaires» inclut les bulbes, les groupes puits, les groupes à générateur périphérique et les groupes en S.

*** Exemple: si un petit débit q est prélevé à l'amont de la section I d'une turbine et si cette alimentation est contractuellement imputable à la machine hydraulique, la puissance hydraulique est: $P_h = E(qQ)_1 + E(qq)$.



- a) Radial machines, such as Francis turbines, radial (centrifugal) pumps and pump-turbines; for multistage machines: low pressure stage.
- b) Diagonal (mixed-flow, semi-axial) machines with fixed runner/impeller blades and with runner/impeller band.
- c) Diagonal (mixed-flow, semi-axial) machines with fixed runner/impeller blades, without runner/impeller band.
- d) Diagonal (mixed-flow, semi-axial) machines with adjustable runner/impeller blades.
- e) Axial machines, such as propeller turbines, tubular turbines**, axial pumps and pump-turbines with fixed runner/impeller blades.
- f) Axial machines, such as Kaplan turbines, tubular turbines**, axial pumps and pump-turbines with adjustable runner/impeller blades.
- g) Pelton turbines.

Figure 8 – Reference level of turbines, pumps and pump-turbines*

2.3.8 Power terms

Note. – All electrical power terms are defined in Clause 12.

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
2.3.8.1	Hydraulic power	The hydraulic power available for producing power (turbine) or imparted to the water (pump)	P_h	W
2.3.8.2	Hydraulic power correction	Correction term to be evaluated after a relevant analysis according to contractual definitions and local conditions*** (see 9.2.3)	ΔP_h	W

* The reference level of the machine z_r does not necessarily correspond to the point with maximum cavitation.

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

*** Example: if a small discharge q is taken from the system upstream of section 1 in a turbine and this water is contractually chargeable to the hydraulic machine, the hydraulic power is: $P_h = E(qQ)_1 + E(qq)$

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
2.3.8.3	Puissance mécanique de la machine (Puissance)	Puissance mécanique fournie par une turbine ou absorbée par une pompe au niveau de leur arbre, en imputant à la machine hydraulique les pertes mécaniques dans les paliers relevant de celle-ci (voir figure 9) — Pour une turbine: $P = P_a + P_b + P_c + P_d + P_e - P_f$ où: P_a est la puissance électrique mesurée aux bornes du générateur P_b est les pertes mécaniques et électriques dans le générateur y compris les pertes par ventilation (voir 12.1.2.1) P_c est les pertes dans la butée imputables au générateur. Dans le cas d'une butée commune, ces pertes doivent être partagées entre la turbine et le générateur proportionnellement à la poussée exercée par chacun d'eux sur le palier (voir 12.1.2.2) P_d est les pertes dans tous les organes en rotation autres que ceux de la turbine et du générateur, tels que volant d'inertie éventuel, engrenage, roue de pompe éventuelle tournant dans l'air, etc. (voir 12.1.2.3) P_e est la puissance fournie à toute machine auxiliaire entraînée directement (voir 12.1.2.4) P_f est la puissance électrique alimentant tout équipement auxiliaire (par exemple le régulateur) s'il est prévu dans le contrat qu'elle est imputable à la turbine — Pour une pompe: $P = P_a - (P_b + P_c + P_d + P_e) + P_f$ où: P_a est la puissance électrique mesurée aux bornes du moteur P_b est les pertes mécaniques et électriques dans le moteur y compris les pertes par ventilation (voir 12.1.2.1) P_c est les pertes dans la butée imputables au moteur. Dans le cas d'une butée commune, ces pertes doivent être partagées entre la pompe et le moteur proportionnellement à la poussée exercée par chacun d'eux (voir 12.1.2.2) P_d est les pertes dans tous les organes en rotation autres que ceux de la pompe et du moteur, tels que volant d'inertie éventuel, engrenage, roue de turbine de démarrage, roue de turbine tournant dans l'air, etc. (voir 12.1.2.3) P_e est la puissance fournie à toute machine auxiliaire entraînée directement (voir 12.1.2.4) P_f est la puissance électrique alimentant tout équipement auxiliaire (par exemple le régulateur) s'il est prévu dans le contrat qu'elle est imputable à la pompe	P P_a P_b P_c P_d P_e P_f P_a P_b P_c P_d P_e P_f	W W W W W W W W W W W W W

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
2.3.8.3	Mechanical power of the machine (Power)	The mechanical power delivered by the turbine shaft or to the pump shaft, assigning to the hydraulic machine the mechanical losses of the relevant bearings (see Figure 9) – For a turbine: $P = P_a + P_b + P_c + P_d + P_e - P_f$ where: P_a is the generator power as measured at the generator terminals P_b are the mechanical and electric losses in the generator, including windage losses (see 12.1.2.1) P_c are the thrust bearing losses due to generator. In the case of a common thrust bearing, the bearing losses shall be attributed to the turbine and generator in proportion to the thrust of each on the bearing (see 12.1.2.2) P_d are the losses in all rotating elements external to the turbine and to the generator, such as flywheel, if any, gear, pump impeller in air, if any, etc. (see 12.1.2.3) P_e is the power supplied to any directly driven auxiliary machine (see 12.1.2.4) P_f is the electric power supplied to the auxiliary equipment of the turbine (e.g. for the governor) if the contract specifies this to be chargeable to the turbine – For a pump: $P = P_a - (P_b + P_c + P_d + P_e) + P_f$ where: P_a is the power to the motor as measured at the motor terminals P_b are the mechanical and electric losses in the motor, including windage losses (see 12.1.2.1) P_c are the thrust bearing losses due to the motor. In the case of a common thrust bearing, the bearing losses shall be attributed to the pump and motor in proportion to the thrust of each on the bearing (see 12.1.2.2) P_d are the losses in all rotating elements external to the pump and to the motor, such as flywheel, if any, gear, starting turbine runner, turbine runner rotating in air, etc. (see 12.1.2.3) P_e is the power supplied to any directly driven auxiliary machine (see 12.1.2.4) P_f is the electric power supplied to the auxiliary equipment of the pump (e.g. for the governor) if the contract specifies this to be chargeable to the pump	P P_a P_b P_c P_d P_e P_f P_a P_b P_c P_d P_e P_f	W W W W W W W W W W W W W

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
2.3.8.4	Puissance mécanique à la roue (ou aux roues)	Puissance mécanique transmise au niveau de l'accouplement de la roue (ou des roues) avec l'arbre (voir schéma explicatif de la figure 9): – pour une turbine: $P_m = P + P_{Lm} + P_f$ – pour une pompe: $P_m = P - P_{Lm} - P_f$	P_m	W
2.3.8.5	Pertes mécaniques	Puissance mécanique dissipée dans les paliers-guides, dans la butée et dans les joints d'arbre de la machine hydraulique. Voir aussi 2.3.8.3 (P_c)	P_{Lm}	W
2.3.8.6	Puissance à débit nul d'une pompe	Puissance absorbée par la pompe à la vitesse spécifiée et pour des ouvertures spécifiées du distributeur et de la roue lorsque la vanne côté haute pression est fermée	P_0	W

2.3.9 Termes relatifs au rendement

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
2.3.9.1	Rendement hydraulique*	– Pour une turbine: $\eta_h = \frac{P_m}{P_h} = \frac{E_m}{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}$ – Pour une pompe: $\eta_h = \frac{P_h}{P_m} = \frac{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}{E_m}$	η_h	–
2.3.9.2	Rendement mécanique	– Pour une turbine: $\eta_m = \frac{P}{P_m}$ – Pour une pompe: $\eta_m = \frac{P_m}{P}$	η_m	–
2.3.9.3	Rendement	– Pour une turbine: $\eta = \frac{P}{P_h} = \eta_h \cdot \eta_m$ – Pour une pompe: $\eta = \frac{P_h}{P} = \eta_h \cdot \eta_m$	η	–
2.3.9.4	Rendement relatif	Rapport de la valeur du rendement dans des conditions de fonctionnement quelconques, à une valeur de référence.	η_{rel}	–
2.3.9.5	Rendement moyen pondéré	Valeur moyenne du rendement calculée selon la formule: $\eta_w = \frac{w_1 \eta_1 + w_2 \eta_2 + w_3 \eta_3 + \dots}{w_1 + w_2 + w_3 + \dots}$ où $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots$ sont les valeurs du rendement dans les conditions de fonctionnement spécifiées et où $w_1, w_2, w_3, \dots$ sont les coefficients de pondération respectifs convenus	η_w	–
2.3.9.6	Rendement moyen arithmétique	Rendement moyen pondéré (voir 2.3.9.5) lorsque $w_1 = w_2 = w_3 = \dots$	η_a	–

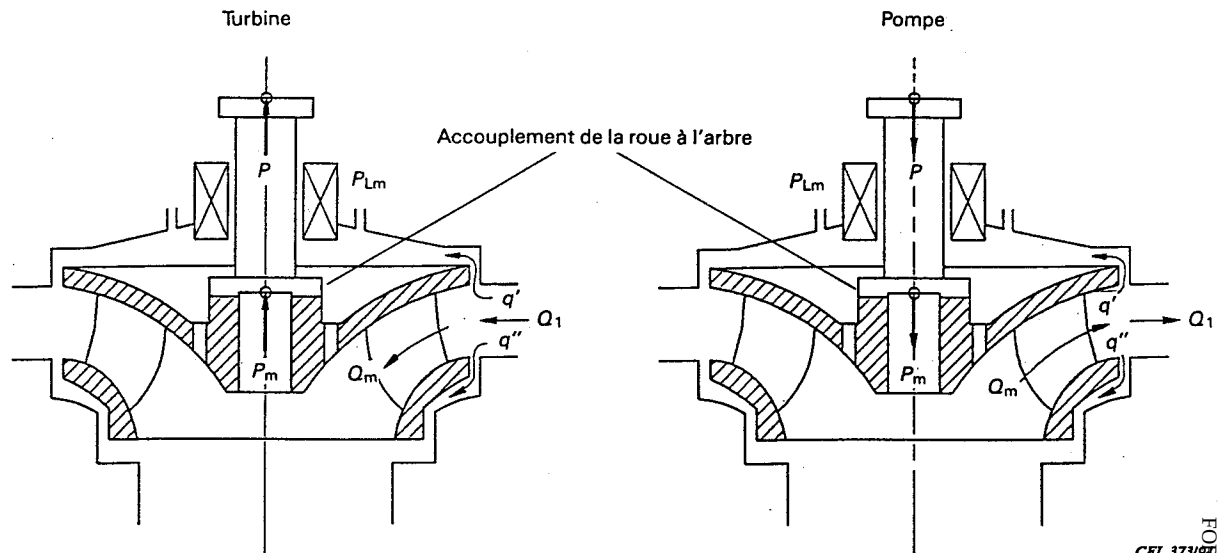
* Dans les formules données en 2.3.9.1, les pertes par frottement de disque et les pertes volumétriques (débits de fuite) sont considérées comme des pertes hydrauliques. On appelle "pertes par frottement de disque" les pertes par frottement le long des surfaces extérieures de la roue qui ne sont pas en contact avec l'écoulement principal.

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
2.3.8.4	Mechanical power of runner(s)/impeller(s)	Mechanical power transmitted through the coupling of the runner(s)/impeller(s) and the shaft (see demonstrative sketch Figure 9): – in the case of a turbine: $P_m = P + P_{Lm} + P_f$ – in the case of a pump: $P_m = P - P_{Lm} - P_f$	P_m	W
2.3.8.5	Mechanical power losses	Mechanical power dissipated in guide bearings, thrust bearing and shaft seals of the hydraulic machine. See also 2.3.8.3 (P_c)	P_{Lm}	W
2.3.8.6	Zero-discharge (shut-off) power of the pump	Pump power at specified speed and at specified guide vane and impeller settings with high pressure side shut-off	P_0	W

2.3.9 Efficiency terms

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
2.3.9.1	Hydraulic efficiency*	– For a turbine: $\eta_h = \frac{P_m}{P_h} = \frac{E_m}{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}$ – For a pump: $\eta_h = \frac{P_h}{P_m} = \frac{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}{E_m}$	η_h	–
2.3.9.2	Mechanical efficiency	– For a turbine: $\eta_m = \frac{P}{P_m}$ – For a pump: $\eta_m = \frac{P_m}{P}$	η_m	–
2.3.9.3	Efficiency	– For a turbine: $\eta = \frac{P}{P_h} = \eta_h \cdot \eta_m$ – For a pump: $\eta = \frac{P_h}{P} = \eta_h \cdot \eta_m$	η	–
2.3.9.4	Relative efficiency	Ratio of the efficiency at any given operating condition to a reference value	η_{rel}	–
2.3.9.5	Weighted average efficiency	The efficiency calculated from the formula: $\eta_w = \frac{w_1 \eta_1 + w_2 \eta_2 + w_3 \eta_3 + \dots}{w_1 + w_2 + w_3 + \dots}$ where $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots$ are the values of efficiency at specified operating conditions and $w_1, w_2, w_3, \dots$ are their agreed weighting factors respectively	η_w	–
2.3.9.6	Arithmetic average efficiency	The weighted average efficiency (2.3.9.5) with $w_1 = w_2 = w_3 = \dots$	η_a	–

* The disk friction losses and leakage losses (volumetric losses) are considered as hydraulic losses in the formulae in 2.3.9.1. The “disk friction losses” are the friction losses of the outer surfaces of the runner/impeller not in contact with the active flow.



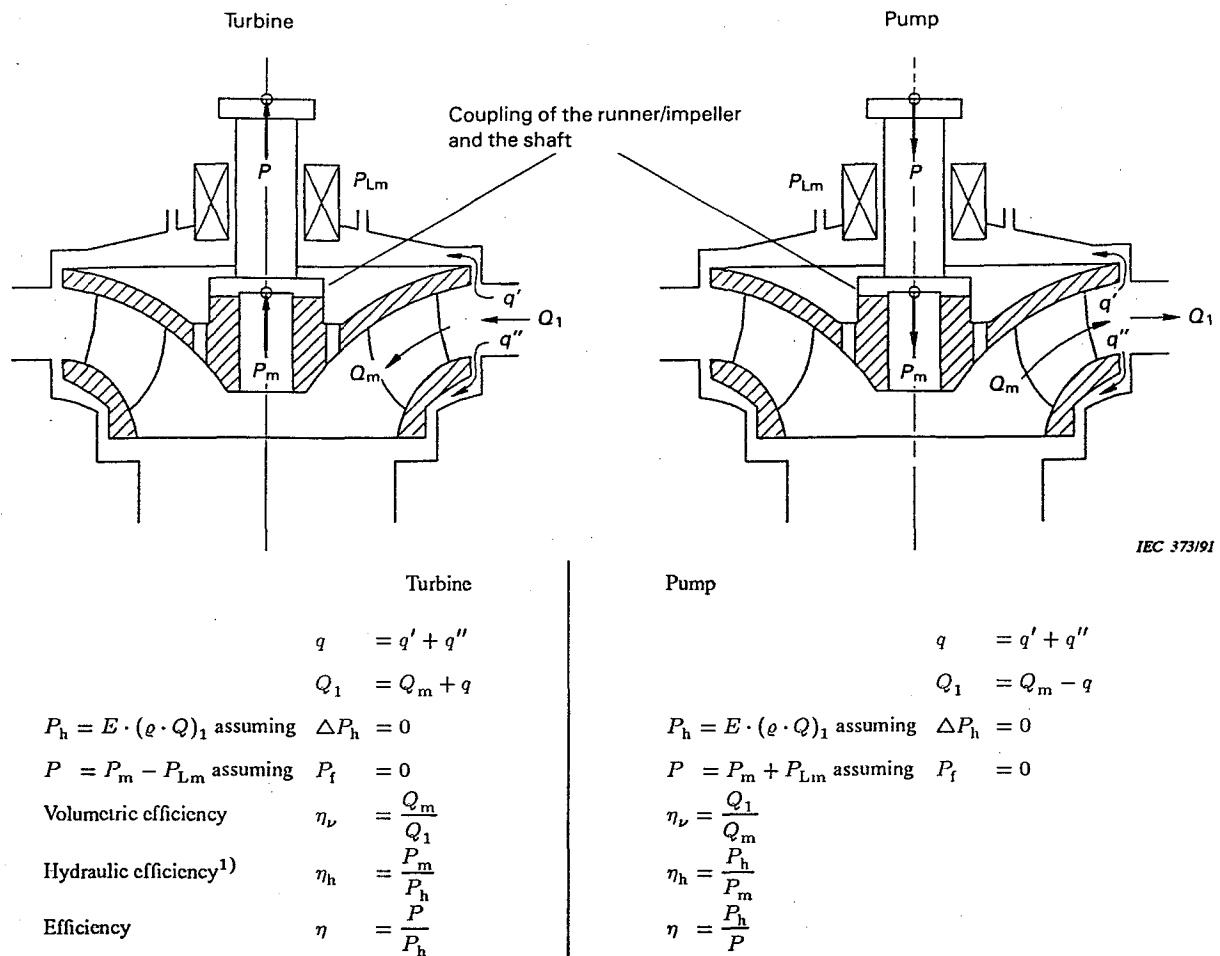
Turbine	
q	$= q' + q''$
Q_1	$= Q_m + q$
$P_h = E \cdot (\varrho \cdot Q)_1$ en supposant $\Delta P_h = 0$	
$P = P_m - P_{Lm}$ en supposant $P_f = 0$	
Rendement volumétrique	$\eta_v = \frac{Q_m}{Q_1}$
Rendement hydraulique ¹⁾	$\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$
Rendement	$\eta = \frac{P}{P_h}$

Pompe	
q	$= q' + q''$
Q_1	$= Q_m - q$
$P_h = E \cdot (\varrho \cdot Q)_1$ en supposant $\Delta P_h = 0$	
$P = P_m + P_{Lm}$ en supposant $P_f = 0$	
$\eta_v = \frac{Q_1}{Q_m}$	
$\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$	
$\eta = \frac{P_h}{P}$	

Ces formules ne tiennent pas compte de la compressibilité de l'eau.

- 1) Dans cette formule, les pertes par frottement de disque et les pertes volumétriques (débits de fuite) sont considérées comme des pertes hydrauliques. On appelle "pertes par frottement de disque" les pertes par frottement le long des surfaces extérieures de la roue qui ne sont pas en contact avec l'écoulement principal Q_m .

Figure 9 – Bilan schématique des puissances et des débits (exemple)



The formulac ignore the compressibility of the water.

- 1) The disk friction losses and leakage losses (volumetric losses) are considered as hydraulic losses in this formula. This "disk friction losses" are the friction losses of the outer surfaces of the runner/impeller not in contact with the active flow Q_m .

Figure 9 – Flux diagram for power and discharge (example)

3. Nature et étendue des garanties de performances hydrauliques

3.1. Généralités

- 3.1.1 Un contrat pour la fourniture d'une machine, réglable ou non*, devra contenir des garanties couvrant au moins la puissance, le débit, le rendement, la vitesse instantanée maximum maximorum et la pression instantanée maximum maximorum ou minimum minimorum, la vitesse maximale d'emballlement stabilisé (vitesse d'emballlement en dévirage dans le cas d'une pompe).

Pour une pompe, les garanties peuvent aussi couvrir l'énergie hydraulique massique (ou la hauteur) maximale à débit nul et la puissance à débit nul, cette dernière avec la roue tournant dans l'eau et/ou dans l'air à la vitesse de rotation spécifiée.

Ces garanties sont considérées comme étant les garanties hydrauliques principales (voir 3.2) et font l'objet de la présente norme. D'autres garanties éventuelles (voir 3.3) ne sont pas couvertes par cette norme.

- 3.1.2 L'acheteur doit faire en sorte que le fournisseur de la machine dispose des données exactes, complètes et fiables relatives à tous les bassins, ouvrages d'aménée, de restitution et aux circuits hydrauliques entre les points de prise d'eau et de restitution, à tous les éléments et équipements s'y rattachant, à toutes les machines, électriques ou non, entraînées ou d'entraînement, et à leurs parties tournantes, et à tous les systèmes de régulation, vannes, batardeaux et mécanismes connexes.
- 3.1.3 L'acheteur aura la responsabilité de spécifier les valeurs de tous les paramètres sur lesquels sont basées les garanties, y compris la qualité et la température** de l'eau, l'énergie hydraulique massique de l'aménagement (voir 2.3.6.4) et les pertes d'énergie hydraulique massique (voir 2.3.6.6); d'étudier l'aménagement dans son ensemble et en particulier d'assurer à la machine de bonnes conditions d'alimentation et de restitution, ainsi que de coordonner tout ce qui concerne l'interaction entre la machine et les circuits hydrauliques. Si le domaine de fonctionnement diffère du domaine de garantie, l'acheteur doit en indiquer les limites.
- 3.1.4 Si le générateur ou le moteur électrique doit être utilisé pour mesurer la puissance de la turbine ou de la pompe (voir 2.3.8.3), ce générateur ou ce moteur et ses auxiliaires doivent faire l'objet d'essais appropriés. Il devra être précisé dans le contrat que le fournisseur de la machine hydraulique ou son représentant a le droit d'assister à ces essais. Une copie certifiée des calculs et résultats des essais du générateur ou du moteur doit être donnée au fournisseur de la machine hydraulique.

3.2 Garanties principales

3.2.1 Conditions pratiques de fonctionnement de l'aménagement

Les conditions pratiques de fonctionnement impliquent habituellement certaines variations d'énergie hydraulique massique (de hauteur). Les spécifications doivent donc préciser pour quelles valeurs de l'énergie hydraulique massique les garanties sont applicables.

Pour des raisons pratiques, l'essai en régime transitoire peut ne pas être réalisé en même temps que l'essai de performance en régime permanent.

* Une machine réglable est une machine dans laquelle le débit est réglé par la position d'un organe de réglage comme les directrices du distributeur, le(s) injecteur(s) et/ou les pales de la roue. Une machine à simple réglage est une machine avec un seul organe de réglage; une machine à double réglage est une machine avec deux organes de réglage. Une machine non réglable est une machine dans laquelle aucun organe de réglage n'est prévu.

** Si la température de l'eau pendant l'essai de réception diffère sensiblement (par exemple plus de 10°C) de la valeur spécifiée, l'effet d'échelle correspondant devra être pris en compte.

3. Nature and extent of hydraulic performance guarantees

3.1 General

- 3.1.1 A contract for a regulated or non-regulated* machine should contain guarantees covering at least power, discharge, efficiency (see 3.2.5), maximum momentary overspeed and maximum/minimum momentary pressure, maximum steady state runaway speed (reverse runaway speed in case of a pump).

In the case of a pump the guarantees may also cover the maximum zero-discharge specific hydraulic energy (head) and the zero-discharge power, the latter one with impeller rotating in water and/or in air, for the specified speed.

These guarantees are considered as main hydraulic guarantees (see 3.2) and fall within the scope of this standard. Other guarantees (see 3.3) are not covered by this standard.

- 3.1.2 The purchaser shall arrange for the supplier of the machine to be provided with true, full and acceptable data covering all basins, inlet and outlet structures, waterways between the points of intake and discharge and all parts and equipment relating thereto, all the driven or driving machinery whether electric or not and the revolving parts thereof, and all governors, valves, gates and allied mechanisms.
- 3.1.3 The purchaser shall be responsible for specifying the values of all the parameters on which guarantees are based, including water quality and temperature**, specific hydraulic energies of the plant (see 2.3.6.4) and specific hydraulic energy losses (see 2.3.6.6), for the study of the plant, particularly the correct inlet and outlet conditions of the machine and for the co-ordination of what concerns the interaction between the machine and the waterways. Should the operational and guaranteed ranges differ, he shall indicate the limits of the operation.
- 3.1.4 If the electric generator or motor is to be used for measuring turbine or pump power (see 2.3.8.3), such electric generator or motor and its auxiliaries shall be given appropriate tests. It should be a condition of the contract that the supplier of the hydraulic unit or his representative shall have the right to be present at such tests. A certified copy of the generator or motor test calculations and results shall be given to the supplier of the hydraulic machine.

3.2 Main guarantees

3.2.1 Practical plant operation

Practical plant operation usually involves some variation in specific hydraulic energy (head). Therefore specifications shall state the specific hydraulic energies to which guarantees shall apply.

For practical reasons a transient test may not be conducted at the same time as a steady-state performance test.

* A regulated machine is a machine in which the flow is controlled by a flow-controlling device such as guide vanes, needle(s), and/or runner/impeller blades. A single regulated machine is a regulated machine with one flow-controlling device; a double regulated machine is a regulated machine with two flow-controlling devices. A non-regulated machine is a machine in which no flow-controlling device is provided.

** If the water temperature during the acceptance test is significantly different from the specified value (e.g. more than 10°C), the relevant scale effect should be taken into account.

3.2.2 Puissance

Des garanties de puissance peuvent être demandées à une ou plusieurs vitesses de rotation spécifiées pour:

- a) Une turbine réglable: puissance à atteindre sous une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées (voir figure 10 a);
- b) Une turbine non réglable: puissance à atteindre et puissance à ne pas dépasser dans un domaine spécifié d'énergie hydraulique massique* (voir figure 10 b);
- c) Une pompe réglable ou non: puissance à ne pas dépasser dans un domaine spécifié d'énergie hydraulique massique (voir figure 10 c).

3.2.3 Débit

Des garanties de débit peuvent être demandées à une ou plusieurs vitesses de rotation spécifiées pour:

- a) une turbine réglable: débit à atteindre sous une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées (voir figure 10 a);
- b) une turbine non réglable: débit à atteindre dans un domaine spécifié d'énergie hydraulique massique (cette garantie est habituellement remplacée par la garantie correspondante de puissance citée en 3.2.2 b) et débit à ne pas dépasser (voir figure 10 b);
- c) une pompe, réglable ou non: débit dans un domaine spécifié d'énergie hydraulique massique comprenant les valeurs à atteindre ou à ne pas dépasser** (voir figure 10 c).

Le débit garanti peut être rapporté à la pression ambiante (voir 2.3.4.5).

3.2.4 Rendement

3.2.4.1 Pour une turbine réglable, des garanties de rendement peuvent être demandées à une ou plusieurs vitesses de rotation spécifiées et sous une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées, sous l'une des formes suivantes:

- a) à une ou plusieurs valeurs spécifiées de la puissance ou du débit ou sous forme d'une courbe (voir figure 10 a);
- b) sous forme de rendement moyen pondéré*** dans un domaine spécifié de puissance ou de débit;
- c) sous forme de rendement moyen arithmétique*** dans un domaine spécifié de puissance ou de débit.

3.2.4.2 Pour une turbine non réglable ou pour une pompe réglable ou non, des garanties de rendement peuvent être demandées à une ou plusieurs vitesses de rotation spécifiées, sous l'une des formes suivantes:

- a) à une ou plusieurs valeurs spécifiées de l'énergie hydraulique massique ou sous forme d'une courbe (voir figures 10 b et 10 c);
- b) sous forme de rendement moyen pondéré*** dans un domaine spécifié d'énergie hydraulique massique;
- c) sous forme de rendement moyen arithmétique*** dans un domaine spécifié d'énergie hydraulique massique.

3.2.5 Choix des garanties de puissance, débit et rendement

Il est recommandé d'éviter de fixer dans le contrat plus d'une garantie pour des grandeurs liées; par exemple, pour une turbine réglable, le rendement doit être garanti soit en fonction du débit, soit en fonction de la puissance, mais non en fonction du débit et de la puissance.

* Pour les limites contractuelles de puissance correspondant aux énergies hydrauliques massiques spécifiées, voir 6.3.1.

** Pour les limites contractuelles de débit correspondant aux énergies hydrauliques massiques spécifiées, voir 6.3.2.

*** On ne doit normalement pas garantir simultanément un rendement moyen, pondéré ou arithmétique, et une série de valeurs individuelles du rendement.

3.2.2 Power

Power guarantees may be required at one or more specified speeds for:

- a) a regulated turbine: power to be reached at one or more specified specific hydraulic energies (see Figure 10 a);
- b) a non-regulated turbine: power to be reached and power not to be exceeded over a specified specific hydraulic energy range* (see Figure 10 b);
- c) a non-regulated/regulated pump: power not to be exceeded over a specified specific hydraulic energy range (see Figure 10 c).

3.2.3 Discharge

Discharge guarantees may be required at one or more specified speeds for:

- a) a regulated turbine: discharge to be reached at one or more specified specific hydraulic energies (see Figure 10 a);
- b) a non-regulated turbine: discharge to be reached over a specified specific energy range (this guarantee is usually replaced by the corresponding power guarantee, see 3.2.2 b) and discharge not to be exceeded (see Figure 10 b);
- c) a non-regulated/regulated pump: discharge over a specified specific hydraulic energy range, including values to be reached or not to be exceeded** (see Figure 10 c).

The guaranteed discharge may be referred to the ambient pressure (see 2.3.4.5).

3.2.4 Efficiency

3.2.4.1 Regulated turbine efficiency guarantees may be required at one or more specified speeds and specific hydraulic energies:

- a) at one or more individual specified powers or discharges or as a curve (see Figure 10 a);
- b) as weighted average efficiencies*** over a range of power or discharge;
- c) as arithmetic average efficiencies*** over a range of power or discharge.

3.2.4.2 Non-regulated turbine or non-regulated/regulated pump efficiency guarantees may be required at one or more specified speeds:

- a) at one or more individual specified specific hydraulic energies or as a curve (see Figures 10 b and 10 c);
- b) as weighted average efficiencies*** over a specified range of specific hydraulic energies;
- c) as arithmetic average efficiencies*** over a specified range of specific hydraulic energies.

3.2.5 Choice of power, discharge and efficiency guarantees

It is recommended that the contractual agreements avoid fixing more than one guarantee for correlated quantities; for instance, in the case of a regulated turbine efficiency shall be guaranteed versus discharge or power, but not versus discharge and power.

* For the contractual limits of the power corresponding to the specified specific hydraulic energies, see 6.3.1.

** For the contractual limits of the discharge corresponding to the specified specific hydraulic energies, see 6.3.2.

*** Weighted or arithmetic average efficiencies and a series of individual efficiencies shall not normally be guaranteed simultaneously.

3.2.6 *Vitesse instantanée maximum maximorum et pression instantanée maximum maximorum ou minimum minimorum**,** (voir 2.3.4.14 et 2.3.5.7)

La pression instantanée maximum maximorum ou minimum minimorum et la vitesse instantanée maximum maximorum devront être garanties dans tout le domaine de fonctionnement, généralement en conformité avec la CEI 308.

Du fait que les caractéristiques de la machine hydraulique, de la machine électrique, du régulateur et de tout ou partie des ouvrages hydrauliques peuvent intervenir dans la détermination de la vitesse instantanée et de la pression instantanée maximum maximorum ou minimum minimorum, toutes les informations pertinentes doivent être fournies à chacun des constructeurs.

3.2.7 *Vitesse maximale d'emballlement stabilisé* (voir 2.3.4.15)

Il convient de garantir que la vitesse maximale d'emballlement stabilisé (ou la vitesse maximale d'emballlement en dévirage dans le cas d'une pompe) n'excédera pas les valeurs spécifiées dans des conditions (par exemple énergie hydraulique massique, énergie massique nette à l'aspiration, etc.) elles-mêmes spécifiées dans le contrat.

Il est généralement déconseillé d'effectuer cet essai (voir 7.1.2.2).

3.2.8 *Energie hydraulique massique maximale à débit nul et puissance à débit nul d'une pompe* (voir 2.3.6.5 et 2.3.8.6)

Dans le cas d'une pompe, il convient de garantir que la puissance à débit nul – roue noyée et dénoyée – et l'énergie hydraulique massique maximale n'excéderont pas des valeurs spécifiées à la vitesse de rotation spécifiée.

3.3 *Autres garanties*

Des garanties complémentaires peuvent être données; celles qui sont couvertes par d'autres publications de la CEI sont énumérées ci-après.

3.3.1 *Régulateur de vitesse*

La réception du régulateur de vitesse devra être effectuée conformément à la CEI 308.

3.3.2 *Erosion de cavitation*

L'importance de l'érosion de cavitation devra faire l'objet d'une garantie à la condition que le groupe ne fonctionne que dans les domaines prescrits de puissance, débit, vitesse, durée, température de l'eau et énergie massique nette à l'aspiration (*NPSE*). Des recommandations à ce sujet sont données dans la CEI 609.

* Cette norme ne traite que des variations de vitesse et de pression associées à une baisse de charge soudaine spécifiée (pour une turbine) ou à un déclenchement (pour une pompe). Les conditions transitoires les plus défavorables dont il est fait mention dans les définitions de 2.3.4.14 et 2.3.5.7 doivent être spécifiées dans le contrat.

** En cas d'éventuelles fluctuations de pression surimposées, voir 7.1.1 et 8.2.2.

3.2.6 *Maximum momentary overspeed and maximum/minimum momentary pressure^{*,**}* (see 2.3.4.14 and 2.3.5.7)

Maximum or minimum momentary pressure and maximum momentary overspeed should be guaranteed over the whole operating range, generally in accordance with IEC 308.

Since the characteristics of the hydraulic and electric machines, the governor and all or part of the conduit system may be involved in the determination of the maximum overspeed and maximum/minimum momentary pressure, manufacturers shall be supplied with all relevant information.

3.2.7 *Maximum steady state runaway speed* (see 2.3.4.15)

Guarantees should be given that the maximum steady state runaway speed (maximum reverse runaway speed in case of a pump) will not exceed specified values under conditions to be specified in the contract (e.g. specific hydraulic energy, net positive suction specific energy, etc).

It is generally recommended to avoid this test (see 7.1.2.2).

3.2.8 *Maximum zero-discharge specific hydraulic energy and zero-discharge (shut-off) power of a pump* (see 2.3.6.5 and 2.3.8.6)

In the case of a pump a guarantee should be given that the zero-discharge power – with watered and de-watered impeller – and the maximum specific hydraulic energy will not exceed a specified value for the specified speed.

3.3 *Other guarantees*

Additional guarantees may be given; the following are guarantees covered by other IEC publications.

3.3.1 *Speed governing systems*

Acceptance of speed governing systems should be carried out in accordance with IEC 308.

3.3.2 *Cavitation pitting*

The amount of cavitation pitting should be guaranteed subject to the limitation that the unit will be operated only within the prescribed ranges of power, discharge, speed, duration, water temperature and net positive suction specific energy (*NPSE*). Recommendations on this subject are dealt with in IEC 609.

* This standard deals only with speed and pressure variations associated with specified sudden load rejection (turbine) or power failure (pump). The most unfavourable transient conditions appearing in the definitions at 2.3.4.14 and 2.3.5.7 shall be specified in the contract.

** For superimposed pressure fluctuations, if any, see 7.1.1 and 8.2.2.

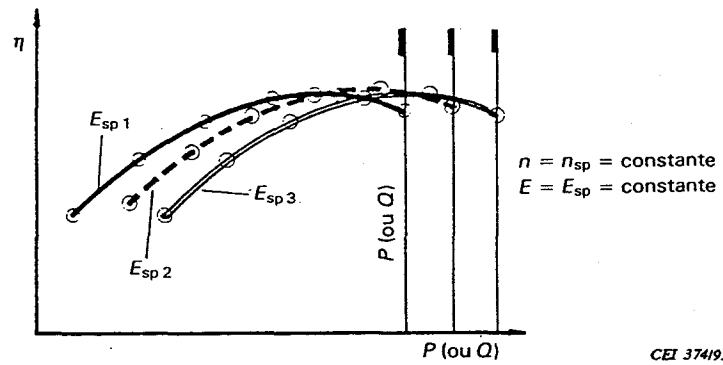


Figure 10 a – Turbine réglable

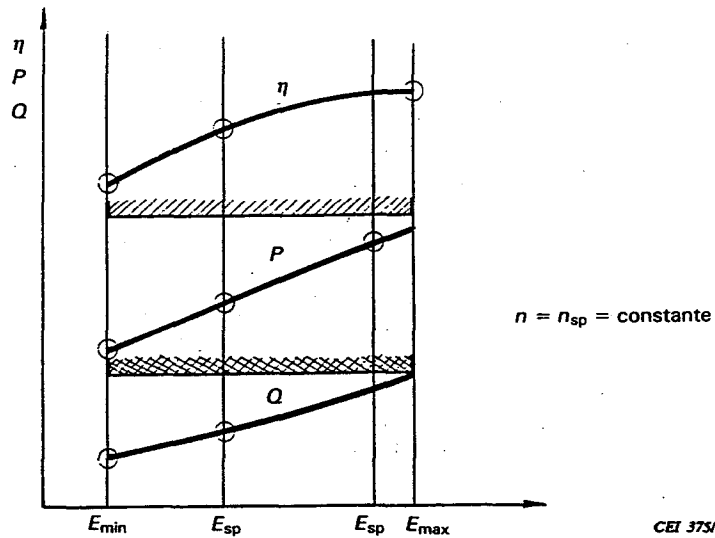


Figure 10 b – Turbine non réglable

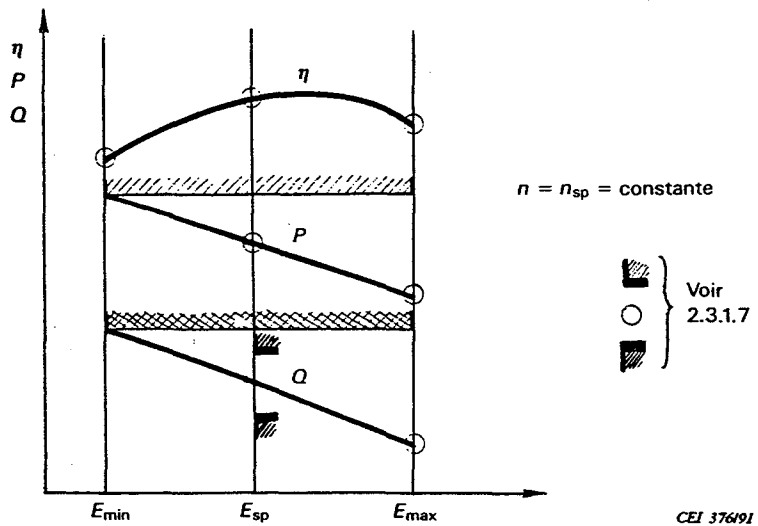


Figure 10 c – Pompe

Note. – Habituellement, seules certaines des garanties présentées ici sont exigées.

Figure 10 – Courbes de garantie

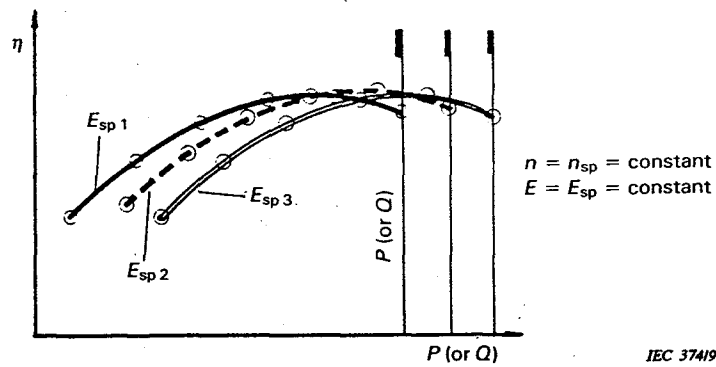


Figure 10 a – Regulated turbine

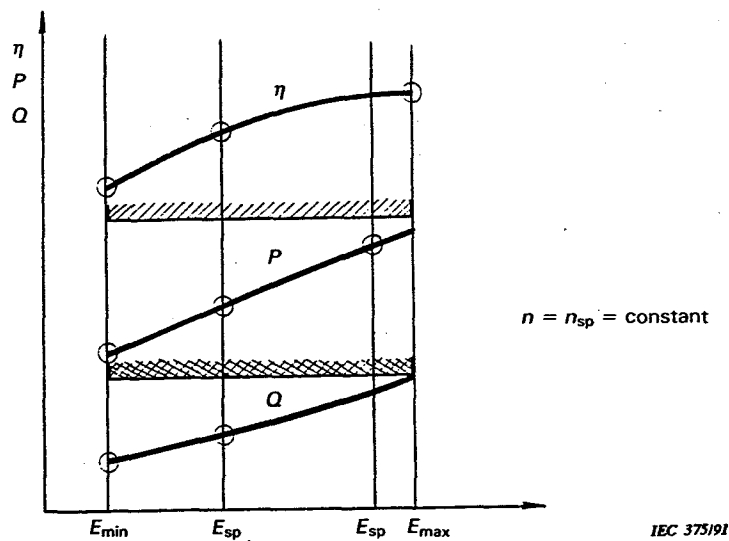


Figure 10 b – Non-regulated turbine

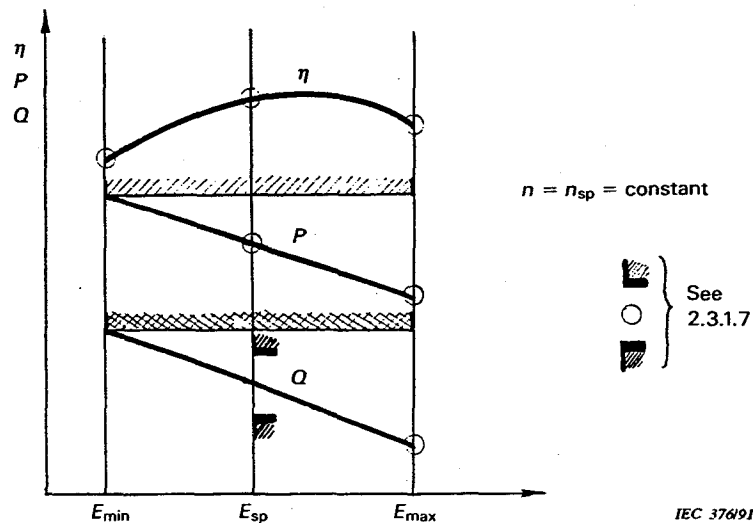


Figure 10 c – Pump

Note. – Usually only a part of the guarantees here described are required.

Figure 10 – Guarantee curves

4. Organisation de l'essai

4.1 Dispositions à prévoir pour l'essai

Il est recommandé, lors des études du projet d'aménagement, de prêter attention aux dispositions à prévoir pour l'essai. Cela s'applique particulièrement aux dispositions nécessaires au mesurage du débit et de l'énergie hydraulique massique. Il est suggéré qu'au moment du projet de l'aménagement et des machines qui feront l'objet d'essai, des dispositions soient prises pour plusieurs méthodes de mesurage du débit et de la pression (ou du niveau libre). Il convient que les méthodes de mesurage soient complètement précisées dans les spécifications et dans le contrat.

Les conditions d'essai devront également être envisagées lorsqu'un acheteur éventuel (ou son ingénieur) soumet un appel d'offres à des fournisseurs potentiels. Dès ce moment il conviendra de préciser que l'essai de réception soit effectué conformément à toutes les prescriptions applicables de la présente norme. Toute dérogation prévisible à cette norme devra être clairement énoncée.

4.2 Autorité pour l'essai

Sous réserve des dispositions du contrat, les deux parties doivent avoir des droits égaux pour la détermination des méthodes et du mode d'exécution de l'essai et pour le choix du personnel d'essai. L'essai peut être confié à des experts ayant une position indépendante vis-à-vis des deux parties. S'il en est ainsi, ces experts et le chef d'essai ont autorité, avec les parties contractantes, pour choisir le reste du personnel d'essai.

4.3 Personnel

Le choix du personnel pour la conduite de l'essai et les modalités qui y sont liées sont des questions de première importance.

4.3.1 Chef d'essai

Un chef d'essai doit être désigné d'un commun accord entre les parties. Il doit normalement être compétent pour superviser tous les étalonnages, mesurages et calculs nécessaires à la détermination des performances de la machine. Il doit exercer son autorité sur tous les observateurs. Il doit superviser la conduite de l'essai conformément à la présente norme et à tout accord écrit établi par les parties contractantes avant l'essai. Il est responsable de l'étalonnage de tous les appareils et de toutes les mesures d'essai. Il doit rendre compte des conditions d'essai et est responsable du calcul des résultats, y compris la détermination des incertitudes de mesure et la préparation du rapport final. Pour toutes les questions se rapportant à l'essai, sa décision (dans les limites des dispositions de 4.5.1, 4.7.6 et 4.9.1) sera définitive.

4.3.2 Choix du personnel

L'équipe d'essai doit avoir les compétences et l'expérience nécessaires pour installer et utiliser correctement le matériel de mesure.

4.3.3 Représentation à l'essai

L'acheteur et le fournisseur de la machine sont tous deux habilités à se faire représenter à tous les essais afin de vérifier que ceux-ci sont exécutés conformément à la présente norme et à tout accord écrit antérieur.

4.4 Préparation de l'essai

4.4.1 Communication des dessins et des documents

Tous les dessins présentant une importance pour l'essai ainsi que tous les documents, données, spécifications, certificats et rapports sur les conditions d'exécution doivent être mis à la disposition du chef d'essai.

4. Organisation of test

4.1 Adequate provision for test

It is recommended that attention should be given to provisions for testing when the plant is being designed. This applies particularly to the arrangements for measuring discharge and specific hydraulic energy. It is suggested that during the design stage of the plant and the machines to be tested, provision is made for more than one method of measuring discharge and pressure (or free water level). The methods of measurement should be fully covered in the specifications and in the contracts.

The conditions should also be considered when a prospective purchaser, or the engineers, submit an enquiry to possible suppliers. It should be stated at this time that the acceptance tests shall be performed in accordance with all applicable requirements of this standard. Any anticipated deviation from this standard should be clearly stated.

4.2 Authority for test

Subject to the provisions of the contract, both parties shall have equal rights in determining the test methods and procedures and in selecting all test personnel. The test may be entrusted to experts who hold independent positions with respect to both parties. If so, they and the Chief of test together with the contracting parties shall have final authority in selecting all other test personnel.

4.3 Personnel

The selection of personnel to conduct the test and procedures in connection therewith are matters of prime importance.

4.3.1 Chief of test

A Chief of test shall be appointed by agreement between the two parties. He should be competent to supervise all of the calibrations, measurements and calculations necessary to determine the performance of the machine. He shall exercise authority over all observers. He shall supervise the conduct of the test in accordance with this standard and any written agreement made prior to the test by the contracting parties. He shall be responsible for the calibration of all test instruments and for all test measurements. He shall report on test conditions and be responsible for the computation of results including the determination of the measurement uncertainties and the preparation of the final report. On any question pertaining to the test his decision, subject to the provisions of 4.5.1, 4.7.6 and 4.9.1, shall be final.

4.3.2 Choice of personnel

The testing team shall have the necessary competence and experience for the correct installation and utilization of the measuring equipment.

4.3.3 Presence at test

Both purchaser and supplier of the machine shall be entitled to have representatives present at all tests in order to verify that they are performed in accordance with this standard and any prior written agreements.

4.4 Preparation for test

4.4.1 Submission of drawings and relevant data

All drawings of importance for the test and all relevant data, documents, specifications, certificates and reports on operating conditions shall be placed at the disposal of the Chief of test.

4.4.2 Inspection sur place

Peu avant le début de l'essai, le groupe et tout l'équipement d'essai doivent être soumis à une inspection minutieuse par des représentants des deux parties et par le chef d'essai pour s'assurer que les conditions sont telles que le fonctionnement de la machine puisse être jugé équitablement (voir aussi 4.8). On doit vérifier:

- a) que tout le groupe est complet et conforme aux spécifications;
- b) que les graduations indiquant l'ouverture du distributeur et éventuellement celle des pales de la roue ou celles des injecteurs et des déflecteurs sont étalonnées et que la conjugaison entre ouvertures est correcte. Les graduations doivent avoir une résolution suffisante et être accessibles pendant tout l'essai. Des dispositions doivent être prises pour bloquer efficacement l'ouverture du distributeur ou des injecteurs pendant chaque point afin d'assurer une bonne stabilité et une répétition précise des ouvertures;
- c) que les passages de l'eau ne sont pas obstrués ou réduits par des corps étrangers;
- d) qu'aucune usure ne s'est produite sur des parties vitales, en particulier sous forme d'érosion de cavitation sur la roue, sur le distributeur, sur les injecteurs ou sur tout autre organe de passage, ou sous forme de dommages aux anneaux d'usure ou aux labyrinthes, usure qui pourrait avoir un effet significatif sur le rendement;
- e) que toutes les prises de pression, tubes piézométriques et tuyauteries de liaison ont été convenablement placés et exécutés et qu'ils sont exempts d'obstruction.

4.4.3 Mesures préalables

Les dimensions de la conduite dans les sections de mesure et, si nécessaire, entre celles-ci, doivent être mesurées avec précision avant la mise en service du groupe.

Un repère principal de nivellement doit être mis en place. Tous les repères secondaires (niveaux de référence) utilisés dans le dispositif de mesure de l'énergie hydraulique massique doivent lui être raccordés. Tous les repères de nivellement doivent être maintenus intacts jusqu'à l'acceptation du rapport final.

Lorsqu'on emploie la méthode indirecte de mesurage de la puissance, les résultats de l'essai de rendement du générateur ou du moteur devront autant que possible être disponibles avant l'essai de performance de la machine hydraulique. Si cette information fait défaut, on peut utiliser les valeurs garanties des pertes du générateur ou du moteur pour le calcul préliminaire des résultats.

4.5 Accord sur le programme d'essai

4.5.1 Approbation du programme

Le programme d'essai et ses modalités d'exécution doivent être préparés par le chef d'essai en prenant en considération les dispositions prises antérieurement conformément à 4.1. Tous les arrangements et dispositions sont à soumettre suffisamment à l'avance à l'acheteur et au fournisseur pour examen et approbation. L'acceptation ou les objections doivent être formulées par écrit.

4.5.2 Date de l'essai

L'essai de réception ne doit pas avoir lieu avant la réalisation des essais de mise en service, y compris les essais de variation de vitesse et de pression. On se référera également aux CEI 545 et 805.

Il appartient à l'acheteur de décider de la date de l'essai de réception compte tenu du fonctionnement de l'aménagement et des conditions de débit. L'essai doit avoir lieu au cours de la période contractuelle de garantie et de préférence dans les six mois après que la machine a été remise à l'acheteur, à moins que les parties n'en aient convenu autrement par écrit.

4.4.2 *Inspection on site*

Shortly before the start of the test, the unit and all test equipment shall be subjected to thorough inspection by representatives of both parties and the Chief of test to ensure that conditions are such that the performance of the machine may be judged equitably (see also 4.8). It shall be verified that:

- a) all machinery is complete and according to specifications;
- b) the scales indicating the opening of the guide vanes and/or runner/impeller blades, where applicable, or the opening of nozzles and deflectors are calibrated and the relationship between openings is correct. The scales shall have sufficient resolution and will be accessible throughout the test. Provisions shall exist to block effectively the guide vane or nozzle openings during each point to promote stability and accurate repetition of openings;
- c) no water passages are obstructed or restricted by any foreign matter;
- d) no wear has taken place on vital parts, particularly in the form of cavitation damage to runners/impellers, guide vanes, nozzles or other water passage components and/or damage to wearing rings or labyrinths, that could have a significant effect on efficiency;
- e) all pressure taps, piezometric tubes and connecting pipes have been properly formed and located and are clear of obstruction.

4.4.3 *Measurements before test*

The dimensions of the conduit at and between measurement sections, when required, shall be measured accurately before the unit is operated.

A main bench mark for levels shall be established. All secondary bench marks (levelling reference points) in the specific hydraulic energy measuring system shall be referred to it. All bench marks shall be retained undisturbed until the final report has been accepted.

When the indirect method of power measurement is used, the results of the generator/motor efficiency test should preferably be available prior to the hydraulic machine performance test. In case such information is missing the guaranteed values of generator/motor for losses may be used for preliminary computation of the results.

4.5 *Agreement on test procedure*

4.5.1 *Approval of procedure*

The test programme and procedure shall be prepared by the Chief of test, taking into consideration the plans previously prepared according to 4.1. All arrangements and plans shall be submitted to both purchaser and supplier in ample time for consideration and agreement. Approval or objection shall be given in writing.

4.5.2 *Date of test*

The acceptance test shall not take place until the commissioning tests, including speed and pressure variation trials, have been conducted. See also IEC 545 and 805.

It is for the purchaser to decide, with respect to plant operation and flow conditions, on the date of the acceptance test. This shall be within the contract guarantee period and preferably within six months after the machine has been handed over to the purchaser, unless otherwise agreed by both parties in writing.

4.5.3 Programme général

Le programme général doit être rédigé par le chef d'essai et doit comprendre les éléments relatifs aux points suivants:

4.5.3.1 Energie hydraulique massique lors de l'essai de réception

Dans les cas où les garanties sont données pour plusieurs valeurs de l'énergie hydraulique massique, le programme général doit préciser à laquelle ou auxquelles de ces valeurs l'essai de réception sera effectué, sur la base des instructions données par le client.

4.5.3.2 Machines à soumettre à l'essai de rendement

Le contrat doit spécifier si plusieurs groupes ou seulement un, parmi un ensemble de groupes identiques, doivent faire l'objet d'essais de rendement. Le programme général doit spécifier laquelle ou lesquelles des machines doivent être essayées. Si on ne doit en essayer qu'une, il est recommandé de la choisir par accord mutuel entre l'acheteur et le fournisseur.

4.5.3.3 Etendue et durée de l'essai

Le programme général doit préciser le nombre de points à effectuer et les conditions de fonctionnement correspondantes. Le nombre de points à relever dépend de la nature et de l'étendue des garanties et doit être fixé par le chef d'essai. Des prescriptions sur le nombre de points, le mode de fonctionnement de la machine et autres éléments connexes à inclure dans le programme général sont détaillés en 5.1 pour la détermination des performances en régime permanent et en 7.1 pour les essais en régime transitoire.

4.6 Appareils de mesure

4.6.1 Identification des appareils

Le nom du constructeur, le numéro de série ou autres éléments d'identification, et le propriétaire de chaque appareil doivent être mentionnés dans le rapport final.

4.6.2 Etalonnage des appareils

Tous les appareils, y compris les transformateurs électriques de mesure, doivent être étalonnés avant l'essai, et l'acheteur comme le fournisseur peuvent assister à cet étalonnage. Que l'étalonnage ait lieu sur le site ou en dehors, la validité de tous les étalonnages doit être contrôlée par le chef d'essai. Dans le cas d'un étalonnage en dehors du site, un certificat valable, acceptable par les deux parties, doit être fourni. Toutes les corrections nécessaires et courbes d'étalonnage préalable des appareils devant être utilisés doivent être disponibles avant qu'aucun essai ne soit entrepris.

Sauf accord pour y renoncer, tous les étalonnages doivent être répétés après exécution de l'essai. Les lieux et dates de tous les étalonnages doivent être mentionnés dans le rapport final. Les institutions qui ont procédé aux étalonnages doivent préciser par écrit si les écarts entre étalonnages avant et après essai restent dans des limites acceptables. Si tel est le cas, on utilisera leur moyenne arithmétique pour calculer les résultats finaux. Sinon, ou bien on passera un accord spécial précisant dans quelles conditions des valeurs mises en question peuvent être utilisées, ou bien on recommencera l'essai.

4.7 Relevés

4.7.1 Feuilles de relevés

Des feuilles de relevés indiquant clairement les mesures à effectuer doivent être préparées pour être utilisées à chaque poste de mesure. Un nombre suffisant de copies des feuilles de relevés sera prévu et chaque partie intéressée en recevra immédiatement un jeu complet. Ces feuilles de relevés doivent:

4.5.3 *General programme*

The general programme shall be drafted by the Chief of test and shall include particulars concerning the following items:

4.5.3.1 *Specific hydraulic energy for acceptance test*

In those cases where guarantees are given for more than one specific hydraulic energy the general programme shall state at which value or values of specific hydraulic energy the acceptance test shall be carried out, on the basis of the purchaser's instructions.

4.5.3.2 *Machines to be tested for efficiency*

The contract shall specify whether several or only one of a group of identical machines are to be tested with regard to efficiency. The general programme shall specify the actual machine or machines to be tested. If only one is to be tested, it is recommended that the machine shall be chosen by mutual agreement between purchaser and supplier.

4.5.3.3 *Extent and duration of test*

The general programme shall include a statement on the number of points to be taken and the corresponding operating conditions. The number of points to be obtained depends on the nature and extent of the guarantees and shall be decided by the Chief of test. Prescriptions on the number of points, the mode of machine operation and other related items which shall be included in the general programme are detailed in 5.1 for the steady state performance test and in 7.1 for the transient operation test.

4.6 *Instruments*

4.6.1 *Identification of instruments*

The maker, serial number or other identification, and owner of each instrument shall be stated in the final report.

4.6.2 *Calibration of instruments*

All instruments, including electrical instrument transformers, shall be calibrated before the test and both purchaser and supplier may witness their calibration. Whether calibrated on or off site, the validity of all calibrations shall be verified by the Chief of test. In the case of an off-site calibration, a valid certificate, acceptable to both the purchaser and the supplier, shall be provided. All necessary correction and pre-test calibration curves of the instruments to be employed shall be available before any test is carried out.

Unless omitted by agreement, all calibrations shall be repeated after completion of the test. The dates and places of all calibrations shall be stated in the final report. The institutions that have performed the calibrations shall state in writing whether the variations between pre- and post-test calibrations are within acceptable limits. If such is the case, their arithmetical means shall be used in the computation of the final results. If not, either a special agreement shall be made as to how any disputed values shall be used or the test shall be repeated.

4.7 *Observations*

4.7.1 *Observation sheets*

Observation sheets which clearly indicate the items to be measured shall be prepared for use at each of the various stations. A sufficient number of copies of the observation sheets shall be prepared and each party to the test shall immediately be handed a complete set. These observation sheets shall:

- a) mentionner la désignation de l'aménagement, le numéro de chaque machine en essai, le numéro de série des appareils et toute autre information nécessaire à l'identification des appareils et de leur emplacement;
- b) mentionner les positions des injecteurs, pales de roue et/ou directrices réglables;
- c) comporter toutes les lectures faites au poste de mesure concerné, l'heure à laquelle elles ont été faites ainsi que toute circonstance digne d'intérêt;
- d) être signées par l'observateur désigné;
- e) permettre toute autre signature requise (voir 4.7.5);
- f) être examinées par toutes les parties et distribuées en copie avant la fin de l'essai.

4.7.2 Lectures des appareils

Toutes les lectures des appareils à lecture directe doivent être faites pendant la même période et leur fréquence doit être fixée par le chef d'essai. Il faut veiller à ce que l'intervalle entre les lectures ne coïncide pas avec la période d'un phénomène oscillatoire périodique se produisant soit dans l'instrumentation, soit dans la machine en essai, ou avec un multiple quelconque de cette période. Il faut, autant que possible, éviter de moyenniser visuellement les lectures, car cela introduit inévitablement une erreur liée à l'observateur (voir aussi 5.2.1). Toutes les lectures faites lors des essais préliminaires (5.1.3) doivent l'être avec le même soin et la même précision que lors de l'essai de réception.

4.7.3 Enregistrements

On peut utiliser des appareils enregistreurs (analogiques ou numériques) à condition que la précision et la résolution des enregistrements soient au moins égales à celles des lectures instantanées des appareils à lecture directe. Tous les enregistrements doivent être moyennés ou interprétés sous le contrôle direct du chef d'essai, en utilisant les méthodes les mieux appropriées et les plus précises.

4.7.4 Résultats provisoires

Après l'exécution de l'essai, les lectures et enregistrements doivent être examinés par les deux parties et des résultats représentatifs doivent être calculés sur place, à titre provisoire, en utilisant les étalonnages avant essai. Toutes les erreurs ou incohérences ainsi découvertes doivent être éliminées ou prises en compte. Ce n'est que dans ces conditions que l'essai peut être considéré comme terminé et l'instrumentation d'essai démontée (voir 4.6.2).

4.7.5 Signature des relevés

Les relevés d'essai doivent être signés par le chef d'essai et par les représentants des deux parties.

4.7.6 Procédure en cas de contestation ou de répétition

S'il y a une contestation quelconque concernant l'essai pour des raisons clairement exposées par écrit, la partie qui ne s'estime pas satisfaite a le droit de demander un essai supplémentaire. Un accord donné à ce stade n'empêche nullement l'une ou l'autre partie d'exprimer son désaccord au moment où les résultats finaux sont disponibles. Dans ce cas, l'une ou l'autre partie et/ou le chef d'essai peut demander de recommencer l'essai. Si un accord final concernant l'exécution d'un tel essai ne peut pas être obtenu, le différend doit être porté devant un arbitre indépendant, acceptable par tous.

Le contrat doit fixer la responsabilité du coût d'exécution d'un essai ainsi répété.

4.8 Inspection après l'essai

Si l'une ou l'autre partie ou le chef d'essai le demande, le groupe et tout l'appareillage d'essai doivent être tenus à disposition pour inspection dans les deux jours qui suivent la fin de l'essai. La demande d'une telle inspection sera présentée aussitôt que possible et, en tout cas, avant la fin de l'essai.

- a) record the power plant designation and the serial number of each machine to be tested and the serial numbers of the instruments as well as any other essential information to identify all instruments and their location;
- b) record the positions of all nozzles needles, runner/impeller blades, and/or adjustable guide vanes;
- c) record all readings made at each observation station and the time at which each reading was taken, together with any circumstances deserving attention;
- d) be signed by the particular observer;
- e) provide for other necessary signatures (see 4.7.5);
- f) be examined by, and copies given to, all parties before the end of the test.

4.7.2 *Instrument readings*

All readings of direct-reading instruments shall be taken during the same period of time and the frequency of the reading shall be decided by the Chief of test. Care shall be taken that the time interval between readings does not coincide with the period, or any multiple thereof, of any steady state oscillations in the instrumentation or machine under test. Visual averaging is to be avoided, if possible, because this inevitably introduces some personal bias (see also 5.2.1). All readings for the preliminary test (5.1.3) shall be taken with the same care and accuracy as for the acceptance test.

4.7.3 *Instrument recordings*

Instrument recordings (analog or digital) may be used provided that the accuracy and resolution of the records are comparable to or better than instantaneous readings of direct reading test instruments. All recordings shall be averaged or interpreted under the direct supervision of the Chief of test, using the most suitable and accurate techniques.

4.7.4 *Preliminary calculation*

After completion of the test, the readings and recordings shall be examined by both parties and representative results shall be provisionally computed on site using the pre-test calibrations. All errors or inconsistencies thereby discovered shall be eliminated or taken into account. Only on this basis may the test be terminated and the test instruments removed (see 4.6.2).

4.7.5 *Signing of readings and recordings*

The test recordings shall be signed by the Chief of test and by representatives of both parties.

4.7.6 *Procedure in case of dispute or repetition*

If there is any dissatisfaction with the test for clearly explained reasons stated in writing, the dissatisfied party shall have the right to demand additional tests. Agreement at this stage shall not preclude either party from expressing dissatisfaction with the test when the final results are available. In such case, either party and/or the Chief of test may demand a repeat test. If final agreement as to the conduct of such a test cannot be reached, the matter shall be referred to an independent arbitrator acceptable to all parties.

The contract should fix the responsibility for the cost of any repeat test.

4.8 *Inspection after test*

If requested by either party or the Chief of test, the unit and all test equipment shall be available for inspection within two days after completion of the test. A request for this inspection should be made as early as possible and, in any case, before the completion of testing.

4.9 Rapport final

4.9.1 Préparation du rapport final

Le chef d'essai est responsable de la préparation du rapport final. Un projet de rapport doit être soumis à l'acheteur et au fournisseur afin d'obtenir l'approbation des deux parties sur tous les points qu'il contient, y compris le calcul et la présentation des résultats. Toute divergence de vue éventuelle doit être réglée entre les deux parties, chacune jouissant de droits égaux pour déterminer le contenu définitif du rapport. Si un accord ne peut pas être obtenu, le différend doit être porté devant un arbitre indépendant, acceptable par tous.

4.9.2 Contenu du rapport final

Le rapport final doit comprendre au moins tous les points énumérés ci-dessous, mais pas nécessairement dans l'ordre énoncé.

- a) Objet de l'essai.
- b) Transcription de tous les accords préliminaires intéressant l'essai.
- c) Personnel participant à l'essai.
- d) Identification, caractéristiques et description de la machine.
- e) Description de tous les équipements et ouvrages associés, par exemple conduites, vannes, batardeaux, ouvrages d'amenée et de restitution et leur état, avec des plans si nécessaire.
- f) Renseignements concernant les conditions d'utilisation de la machine, par exemple nombre d'heures de fonctionnement, puissances, débits et niveaux d'eau depuis la date de mise en service jusqu'au début de l'essai de réception.
- g) Remarques sur l'inspection de la machine.
- h) Détail des garanties de performance.
- i) Description de tout l'appareillage d'essai y compris les numéros de série, les étalonnages et tous les contrôles se rapportant aux essais (voir 4.7.1).
- j) Modalités d'exécution de l'essai.
- k) Calculs détaillés, de préférence sous forme de tableaux, depuis les données originelles brutes jusqu'aux courbes finales, pour au moins un point. Tous les diagrammes utilisés ou leurs copies, tels que les enregistrements de la méthode pression-temps (Gibson), les enregistrements de la méthode du temps de transit, les répartitions de vitesses relevées aux moulinets, etc. doivent être inclus.
- l) Registre quotidien du déroulement de l'essai.
- m) Résultats tabulés de toutes les mesures, y compris les données intermédiaires nécessaires, les résultats des calculs de l'énergie hydraulique massique, du débit et de la puissance, la transposition des valeurs mesurées aux conditions spécifiées E_{sp} et n_{sp} , la détermination du rendement du générateur ou du moteur et le calcul du rendement de la turbine ou de la pompe.
- n) Evaluation des incertitudes aléatoires et systématiques de chaque grandeur mesurée et calcul de l'incertitude globale des résultats obtenus par combinaison de plusieurs mesures.
- o) Graphiques illustrant les principaux résultats.
- p) Discussion des résultats à partir des courbes d'essai:
 - 1) pour les turbines réglables, à la vitesse de rotation spécifiée et pour chaque énergie hydraulique massique spécifiée:
 - rendement-puissance ou rendement-débit;
 - puissance-débit;
 - débit et puissance-ouverture du distributeur ou des injecteurs.

4.9 Final report

4.9.1 Preparation of final report

The Chief of test shall be responsible for the preparation of the final report. A draft form of the report shall be submitted to both the purchaser and supplier to obtain the approval of both parties on all items including calculations and presentation of results. Any dissatisfaction shall be resolved by both parties with each having equal rights in determining the final contents of the report. In case of lack of agreement, the matter shall be referred to an independent arbitrator acceptable to all parties.

4.9.2 Content

The final report shall include at least all the topics listed below but not necessarily in this order.

- a) Object of test.
- b) Records of all preliminary agreements pertinent to the test.
- c) Personnel taking part in the test.
- d) Identification, characteristics and description of the machine.
- e) Description of associated equipment or works, for example pipelines, valves, gates, intake and outlet passages, and their condition, with drawings where appropriate.
- f) Particulars concerning service conditions of the machine, for example operating hours, power, discharge and water levels from commissioning date up to the beginning of the acceptance test.
- g) Comments on inspection of machine.
- h) Details of performance guarantees.
- i) Description of all test equipment including serial numbers, calibrations, and all checks made pertaining to the test (see 4.7.1).
- j) Test procedures.
- k) Detailed calculations, preferably tabulated, from the original rough data to the final curves for at least one point. All diagrams or their copies used, such as Gibson pressure-time diagram, salt-velocity curves, current-meter velocity distribution, etc. shall be included.
- l) Daily log of the events of the test.
- m) The tabulated results of all measurements including necessary intermediate data, the results of calculations for the specific hydraulic energy, discharge and power, the conversion of the values measured to the specified conditions E_{sp} and n_{sp} , the determination of the efficiency of the generator or motor and the calculation of turbine or pump efficiency.
- n) An evaluation of the random and systematic uncertainties of each measured quantity and a calculation of the total uncertainty of data derived from combined measurements.
- o) Graphs showing the principal results.
- p) Discussion of the test results on the basis of the test graphs:
 - 1) for regulated turbines at specified speed and at each specified specific hydraulic energy:
 - efficiency-power or efficiency-discharge;
 - power-discharge;
 - discharge and power-guide vane or needle opening.

2) pour les turbines non réglables et pour les pompes, à la vitesse de rotation spécifiée:

- rendement-énergie hydraulique massique;
- débit-énergie hydraulique massique (pour les pompes) ou puissance-énergie hydraulique massique (pour les turbines non réglables).

Dans le cas des machines à pales de roue réglables et distributeur réglable, on tracera des courbes pour différentes positions des pales et du vannage afin de montrer comment la came de conjugaison optimale a été déterminée.

q) Comparaison aux valeurs garanties et conclusions. Toute influence défavorable au cours de l'essai doit être signalée.

2) for non-regulated turbines or pumps at specified speed:

- efficiency-specific hydraulic energy;
- discharge-specific hydraulic energy (pumps) or power-specific hydraulic energy (non-regulated turbines).

In the case of machines with adjustable runner/impeller blades and adjustable guide vanes, curves shall be drawn for different blade/vane settings to indicate how the cam control for the optimum relationship was determined.

- q) Comparison with guaranteed values and conclusions: unfavourable influences during the test shall be reported.

SECTION DEUX – EXÉCUTION DE L'ESSAI POUR LA DÉTERMINATION DES PERFORMANCES DE LA MACHINE EN RÉGIME PERMANENT

5. Modalités d'exécution de l'essai et conditions à remplir

5.1 *Modalités générales d'exécution de l'essai*

5.1.1 *Méthodes de mesurage*

Les méthodes à utiliser pour mesurer ou calculer le débit, la puissance, l'énergie hydraulique massique, le rendement, la vitesse de rotation et les pertes doivent être précisées dans le programme général. Elles sont décrites dans les articles 9 à 14.

Il est en outre conseillé de mesurer le débit par une méthode indicielle afin de pallier les difficultés pouvant survenir dans l'application de la méthode convenue. Les méthodes d'essais indicielles sont décrites à l'article 15.

5.1.2 *Nombre de points, de séquences et de relevés*

Etablir une courbe de performance telle que celle représentée à la figure 10 a requiert un minimum de six points et de préférence huit ou dix. Chaque point résulte d'une ou de plusieurs séquences (voir 2.1 et 5.1.3). Le nombre de lectures relevées pendant une séquence dépend des méthodes de mesure utilisées, mais si l'on veut procéder à un traitement statistique (voir annexes C et D) les appareils à lecture directe doivent être relevés au moins cinq fois par séquence, dans un délai convenu ou pendant tout le temps que durent certaines méthodes de mesure. La figure 11 montre un exemple d'organisation d'un essai.

Le temps pendant lequel, pour chaque séquence, sont effectués les lectures instantanées et les enregistrements doit normalement être le même pour tous les points. Pour certaines méthodes de mesure, telle que la mesure de débit par temps de transit, le temps nécessaire pour effectuer une séquence peut varier de façon notable avec le débit. On peut alors avoir intérêt à modifier l'intervalle entre deux lectures instantanées de façon que chaque séquence comporte le même nombre de lectures ou au moins un nombre minimal convenu de lectures. La seule exception concerne les enregistrements de la méthode pression-temps de mesure du débit, qui doivent débiter dans les 15 s, environ, qui suivent la dernière lecture instantanée ou la fin des enregistrements des autres grandeurs.

SECTION TWO – EXECUTION OF TEST FOR THE DETERMINATION OF THE STEADY STATE PERFORMANCE OF THE MACHINE

5. Test conditions and procedure

5.1 *General test procedure*

5.1.1 *Methods of measurement*

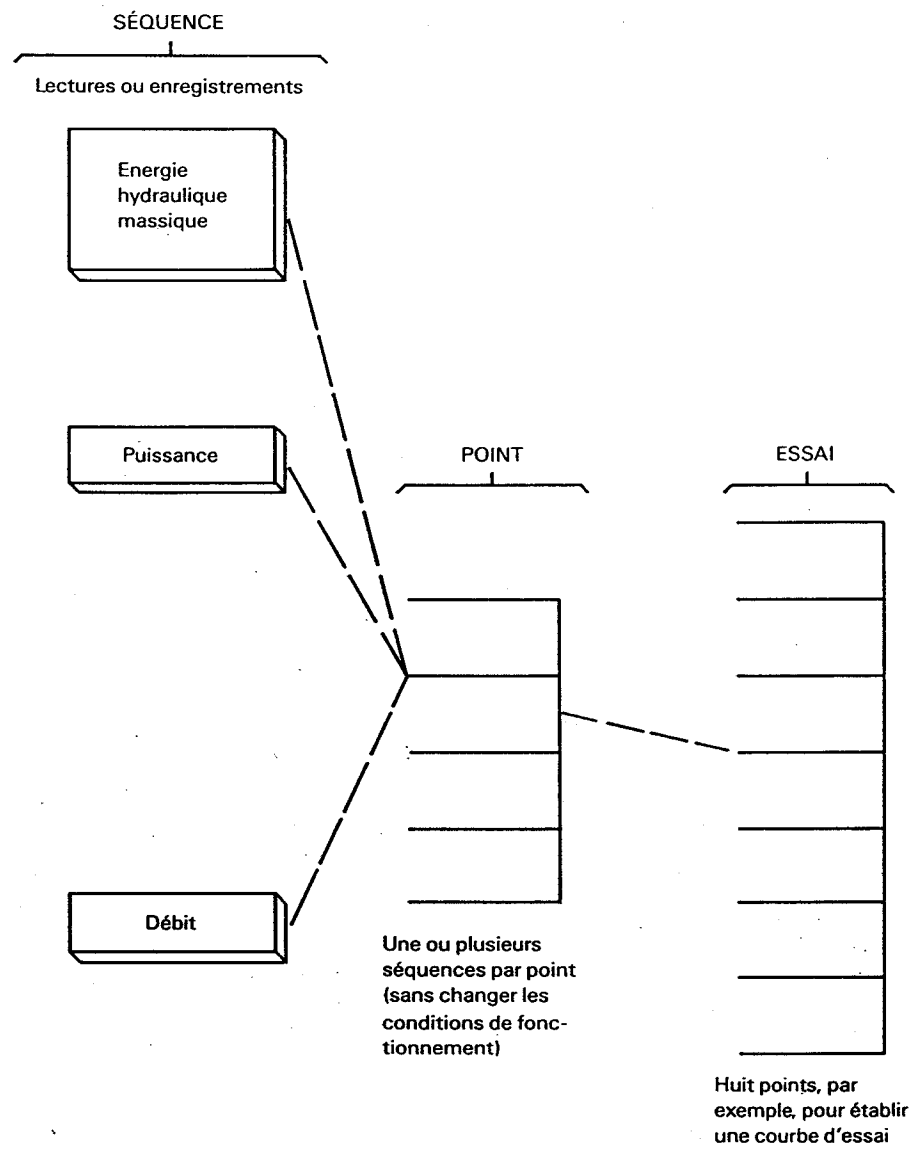
The methods to be used for the measurement or computation of discharge, power, specific hydraulic energy, efficiency, speed and losses shall be stated in the general programme. They are described in Clauses 9 to 14.

An additional index discharge measurement is recommended to overcome any difficulties that may arise from the chosen method. The index test methods are described in Clause 15.

5.1.2 *Number of points, runs and readings*

A performance curve such as that illustrated by Figure 10 a requires a minimum of six and preferably eight or ten points. Each point will be obtained from one or more runs (see 2.1 and 5.1.3). The number of measurements taken during a run depends upon the methods of measurement used, but for a statistical treatment (see Appendix C and D) at least five readings of direct-reading instruments per run are to be taken over an agreed time or over the duration of any time-based measurements. Figure 11 shows an example of a test schedule.

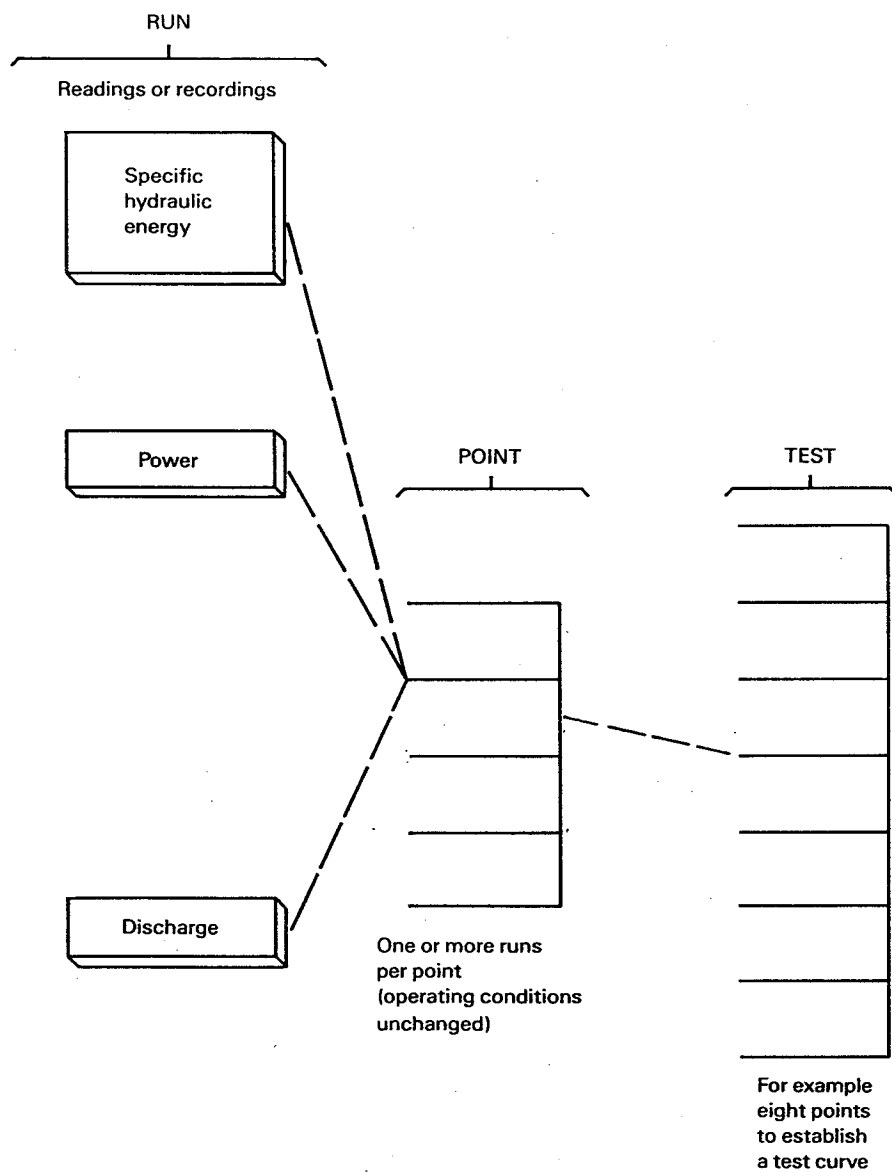
The interval of time during which all instantaneous readings and instrument recordings are made for each run shall generally be the same for each point. For some types of measurement such as the transit time method of discharge measurement, the time necessary to complete a run may vary significantly with discharge. It may then be appropriate to adjust the time interval between instantaneous readings so that each run contains the same number of readings or at least an agreed minimum number of readings. The sole exception is for any pressure-time method diagrams which shall be started within approximately 15 s after the last instantaneous reading or the end of recording of the other quantities.



CEI 37791

Note. – Le nombre de points pour établir une courbe, le nombre de séquences par point et le nombre de lectures par séquence dépendent de nombreux facteurs (méthodes de mesure, conditions locales, type de machine, etc.) et doivent être fixés par le chef d'essai. Lorsqu'on utilise la méthode A (voir 5.1.3.1), il suffit d'une séquence par point.

Figure 11 – Exemple d'organisation d'un essai



IEC 377191

Note. — The number of points to establish a curve, the number of runs per point and the number of readings per run depend on many factors (test methods, local conditions, type of machine, etc.) and shall be decided by the Chief of test. When Method A (sec 5.1.3.1) is used, one run is sufficient for one point.

Figure 11 – Example of a test schedule

5.1.3 Modalités recommandées pour la conduite de l'essai

Deux méthodes sont recommandées. La première (méthode A) consiste à relever un certain nombre de points répartis dans un domaine de conditions de fonctionnement et à tracer la courbe de performances passant par ces points. La seconde (méthode B) consiste à relever plusieurs fois un même point ou quelques points de fonctionnement spécifiés. Les deux méthodes peuvent être complétées, si nécessaire, par des essais indiciels.

Dans la méthode A, la qualité des mesures est estimée par les écarts entre les points et la meilleure courbe lissée moyenne tracée à travers ces points. Dans la méthode B, qui n'est pas applicable lorsque les conditions d'essai ne peuvent être maintenues constantes que pendant peu de temps, la qualité des mesures est estimée par les écarts des résultats de chaque séquence individuelle par rapport à leur moyenne arithmétique pour le point de fonctionnement considéré.

Si la garantie porte sur le point de rendement maximal, mais que les conditions de fonctionnement correspondantes soient inconnues ou ne soient pas spécifiées, il faut effectuer un essai indiciel préliminaire afin de déterminer ces conditions de fonctionnement, puis réaliser les séquences complètes nécessaires (voir aussi 5.1.4).

Il convient de procéder à un essai préliminaire pour mettre tous les participants au courant de leurs tâches respectives et pour vérifier le bon fonctionnement de tout l'appareillage d'essai et corriger ou améliorer celui-ci si nécessaire. Lors des essais préliminaires comme lors des essais de réception, les données et résultats devront faire l'objet de tous les contrôles croisés possibles, afin de réduire ou d'éliminer les erreurs. Des résultats provisoires devront être calculés et portés sur des graphiques à mesure que les données sont obtenues. Ces courbes provisoires du débit et de la puissance en fonction de l'ouverture pour les turbines ou du débit et de la puissance en fonction de l'énergie hydraulique massique pour les pompes peuvent révéler des erreurs d'essai ou des particularités anormales dans les caractéristiques de fonctionnement de la machine, ce qui entraînera des investigations plus poussées. Il n'est pas toujours possible de tenir compte de toutes les corrections instrumentales pour établir ces résultats provisoires.

5.1.3.1 Méthode A

Cette méthode doit être utilisée lorsqu'on doit obtenir les courbes de performances dans un certain domaine de conditions de fonctionnement (voir aussi annexe D) ou lorsqu'on ne peut garder les conditions de fonctionnement constantes que pendant peu de temps (5.2.1). Le programme d'essai doit fixer:

- a) le domaine de conditions de fonctionnement à explorer lors de l'essai;
- b) le nombre et l'ordre des points de fonctionnement devant faire l'objet d'essai;
- c) les positions du distributeur, ou des injecteurs, ou des pales de roue et les valeurs de la vitesse de rotation;
- d) tout essai indiciel complémentaire à effectuer.

5.1.3.2 Méthode B

Cette méthode ne peut être utilisée que si les conditions de fonctionnement peuvent être maintenues constantes (5.2.1) pendant tout le temps nécessaire pour déterminer les performances de la machine au point de fonctionnement spécifié (voir aussi annexe C).

Le programme d'essai doit fixer le nombre minimal de séquences dans les mêmes conditions de fonctionnement, nombre qui ne doit en aucun cas être inférieur à cinq. Si on doit effectuer des essais pour plusieurs conditions de fonctionnement, chacun de ces points doit comporter le même nombre de séquences.

5.1.3 Recommended test procedures

Two procedures are recommended. The first (Method A) consists of testing a number of points over a range of operating conditions and drawing performance curves through them. The second (Method B) is based on testing several times one or a few specified operating points. Both methods may be supplemented as necessary by index tests.

For Method A, the quality of the measurements is judged by the deviations of the points from the best smooth mean curve drawn through them. For Method B, not applicable when test conditions can be maintained constant for a short time only, the quality of the measurements is judged by the deviations of the results of the individual runs from their arithmetical mean value at the operating point considered.

If a guarantee is given for peak efficiency, but the corresponding operating conditions are unknown or unspecified, a preliminary index test shall be carried out to determine these operating conditions, after which the necessary complete runs shall be made (see also 5.1.4).

A preliminary test should be carried out to instruct all participants in their respective duties and to verify satisfactory operation of all test equipment or to correct or improve it, if necessary. During both the preliminary and acceptance tests, all possible cross-checks of data and results should be carried out to reduce or eliminate errors. Provisional results should be calculated and plotted as fast as the data are gathered. These running plots of discharge and power versus gate opening for turbines or discharge and power versus specific hydraulic energy for pumps may reveal testing errors or abnormalities in the operating characteristics of the machine which require further investigation. It may not be practicable to include all of the instrument corrections in the provisional results.

5.1.3.1 Method A

This method shall be used when performance curves over a range of operating conditions must be obtained (see also Appendix D) or when the test conditions can be maintained constant (see 5.2.1) only for a short time. The test programme shall define:

- a) the range of operating conditions to be covered by the test;
- b) the number and sequence of operating points to be tested;
- c) the guide vane/needle, runner/impeller blade and speed settings;
- d) any supplementary index test to be made.

5.1.3.2 Method B

This method may be used only if the operating conditions can be maintained constant (5.2.1) over the whole test time necessary to establish the machine performance at the operating point specified (see also Appendix C).

The test programme shall define the minimum number of runs, but in no case shall the number be less than five at the same operating conditions. If tests at more than one operating condition are required, each of them shall have the same number of runs.

Le programme d'essai doit aussi fixer:

- a) le nombre et l'ordre des points de fonctionnement devant faire l'objet d'essais;
- b) les positions du distributeur, ou des injecteurs, ou des pales de roue et les valeurs de la vitesse de rotation;
- c) tout essai indiciel complémentaire à effectuer.

5.1.4 Modalités particulières pour les turbines à double réglage

Les essais de rendement et de puissance doivent être effectués avec la conjugaison optimale entre les ouvertures du distributeur et des pales de la roue.

Cette conjugaison optimale peut être établie soit durant l'essai de réception lui-même soit lors d'essais indiciels préalables. Dans ce cas, elle doit être déterminée dans les mêmes conditions hydrauliques que lors de l'essai de réception, en utilisant, pour chacune d'au moins cinq ouvertures différentes des pales, au moins cinq ouvertures du distributeur.

5.1.5 Modalités particulières pour les pompes à simple ou à double réglage

Autant que possible, les essais de ces machines doivent être réalisés dans le domaine spécifié d'énergie hydraulique massique et de débit. Les essais de puissance et de rendement doivent être effectués avec les ouvertures du distributeur et/ou des pales de roue appropriées pour vérifier les garanties contractuelles. Ces ouvertures doivent avoir été déterminées dans les mêmes conditions hydrauliques que lors de l'essai de réception. Dans le cas d'une pompe à double réglage, la conjugaison entre l'ouverture du distributeur et l'inclinaison des pales de la roue peut être déterminée pendant l'essai de réception ou lors d'un essai indiciel préalable.

Si on ne peut pas réaliser les variations de niveau d'eau qui seraient nécessaires, on peut avoir recours, lorsque cela est possible, à un étranglement du débit et/ou à une variation de vitesse afin de couvrir le domaine requis d'énergie hydraulique massique.

5.2 Conditions à remplir pour l'essai

Une séquence est considérée comme valable si les conditions d'essai ci-après sont remplies.

5.2.1 Fluctuations et variations pendant une séquence (voir 2.1)

Les fluctuations sont définies comme des évolutions à fréquence élevée (supérieure à 1 Hz) des valeurs de l'énergie hydraulique massique, de la vitesse de rotation, du débit ou de la puissance autour de leurs valeurs moyennes.

Il est recommandé d'utiliser un dispositif approprié d'amortissement linéaire pour éliminer les fluctuations et détecter les évolutions à plus longue période (variations), ce qui permet de déterminer correctement la valeur moyenne de la grandeur. S'il se produit des changements brutaux, la séquence ne peut pas être considérée comme valable. Les variations de l'énergie hydraulique massique, de la vitesse de rotation et de la puissance électrique doivent être telles que les lectures instantanées restent, pendant une séquence, dans les limites suivantes:

- a) les variations de la puissance ne doivent pas excéder $\pm 1,5\%$ de sa valeur moyenne;
- b) les variations de l'énergie hydraulique massique ne doivent pas excéder $\pm 1\%$ de sa valeur moyenne;
- c) les variations de la vitesse de rotation ne doivent pas excéder $\pm 0,5\%$ de sa valeur moyenne.

5.2.2 Ecart de l'énergie hydraulique massique moyenne et de la vitesse moyenne de rotation par rapport à leurs valeurs spécifiées pendant une séquence (voir 2.1)

Une différence entre les valeurs moyennes de l'énergie hydraulique massique E et de la vitesse de rotation n mesurées pendant une séquence et leurs valeurs spécifiées E_{sp} et n_{sp} est définie comme un écart.

The test programme shall also define:

- a) the number and sequence of operating points to be tested;
- b) the guide vane/needle, runner/impeller blade and speed settings;
- c) any supplementary index test to be made.

5.1.4 *Particular procedure for double regulated turbines*

Efficiency and power tests shall be made with the optimum relationship between guide vane and runner blade openings.

The optimum relationship can be established either during acceptance test or by previous index test. In this case, the optimum relationship must be established under the same hydraulic conditions as for the acceptance test, using for each of at least five blade openings, at least five different guide vane openings.

5.1.5 *Particular procedure for single regulated or double regulated pumps*

If possible, tests of these machines shall be carried out over the specified range of specific hydraulic energy and discharge. Efficiency and power tests shall be made with the openings of guide vanes and/or runner/impeller blades adequate to check the contract guarantees. These openings must be established under the same hydraulic conditions as for the acceptance test. In the case of a double regulated pump the relationship between guide vane and impeller blade openings can be established during the acceptance test or by a previous index test.

When adequate changes in water levels are not possible, discharge throttling and/or speed variation, if possible, may be used to obtain the necessary range of specific hydraulic energy.

5.2 *Test conditions to be fulfilled*

A run is considered valid if the following test conditions are fulfilled.

5.2.1 *Fluctuations and variations during a run (see 2.1)*

Fluctuations are defined as high frequency (more than 1 Hz) changes in the values of specific hydraulic energy, rotational speed, discharge or power about average values.

Some form of linear damping should be employed to eliminate the fluctuations and to read longer period changes (variations), which constitute the proper readings for the determination of the average value. In the case of sudden changes, the run cannot be considered valid. Variations of specific hydraulic energy, rotational speed and generator/motor power shall be such that the readings lie within the following limits during a run:

- a) the variations of power shall not exceed $\pm 1,5\%$ of the average value of power;
- b) the variations of specific hydraulic energy shall not exceed $\pm 1\%$ of the average value of specific hydraulic energy;
- c) the variations of rotational speed shall not exceed $\pm 0,5\%$ of the average value of rotational speed.

5.2.2 *Deviations of average specific hydraulic energy and rotational speed from specified values during a run (see 2.1)*

A departure of the average values of specific hydraulic energy E and rotational speed n measured during a run from their specified values E_{sp} , n_{sp} is defined as deviation.

Dans tous les cas, ces écarts doivent rester dans les limites définies aux alinéas a) et b) ci-après:

$$a) \quad 0,97 \leq \frac{n/\sqrt{E}}{n_{sp}/\sqrt{E_{sp}}} \leq 1,03$$

En aucun cas la valeur de $\frac{n}{\sqrt{E}}$ ne doit sortir de la gamme des valeurs définissant le domaine de fonctionnement.

$$b) \quad 0,80 \leq \frac{E}{E_{sp}} \leq 1,20$$

et $0,90 \leq \frac{n}{n_{sp}} \leq 1,10$

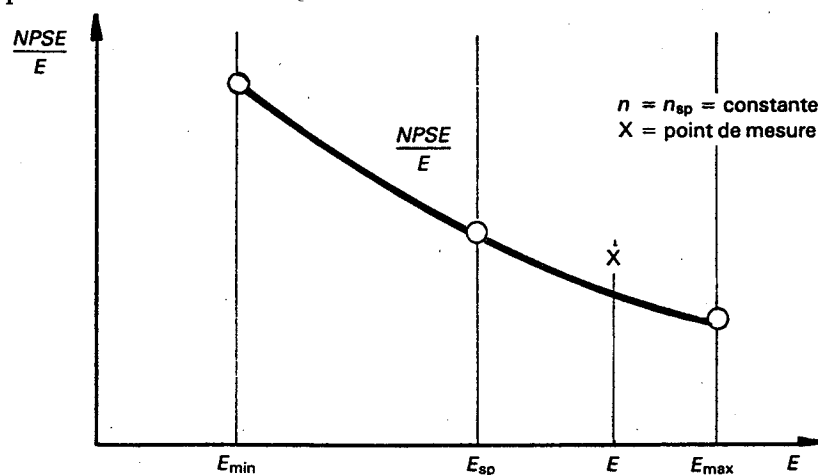
Pour la transposition des résultats d'essai aux conditions spécifiées, voir 6.1.2.

5.2.3 Energie massique nette à l'aspiration (voir 2.3.6.9) et niveau aval pendant la mesure d'un point (voir 2.1)

5.2.3.1. Pour une machine à réaction, l'énergie massique nette à l'aspiration, $NPSE$, ne doit pas descendre au-dessous de la valeur spécifiée dans le contrat.

Si l'énergie hydraulique massique moyenne réelle et la vitesse moyenne réelle de rotation s'écartent de leurs valeurs spécifiées, on doit disposer de la courbe donnant la valeur minimale garantie de $NPSE/E$ en fonction de E . La valeur réelle de $NPSE/E$ ne doit pas se situer au-dessous de la courbe (voir figure 12).

5.2.3.2 Pour une turbine à action, le niveau le plus élevé dans le canal de fuite ne doit pas dépasser le niveau maximal spécifié au contrat.



CEI 378/91

Figure 12 – Courbe donnant la valeur minimale garantie de $NPSE/E$.

In all cases the deviations must lie within the limits defined under a) and b) below:

$$a) \quad 0,97 \leq \frac{n/\sqrt{E}}{n_{sp}/\sqrt{E_{sp}}} \leq 1,03$$

In no case shall the values of $\frac{n}{\sqrt{E}}$ fall outside the values defining the operating range.

$$b) \quad 0,80 \leq \frac{E}{E_{sp}} \leq 1,20$$

$$\text{and } 0,90 \leq \frac{n}{n_{sp}} \leq 1,10$$

For conversion of test results to specified conditions see 6.1.2.

5.2.3 Net positive suction specific energy (see 2.3.6.9) and tailwater level during the measurement of a point (see 2.1)

5.2.3.1 For a reaction machine the net positive suction specific energy, *NPSE*, shall not fall below the value specified in the contract.

If the actual average specific hydraulic energy and/or speed deviate from the specified values, it is necessary to have the curve of minimum guaranteed value of *NPSE/E* as a function of *E*. The actual value of *NPSE/E* shall not fall below the curve (see Figure 12).

5.2.3.2 For impulse turbines, the highest tailwater level shall not exceed the maximum level specified in the contract.

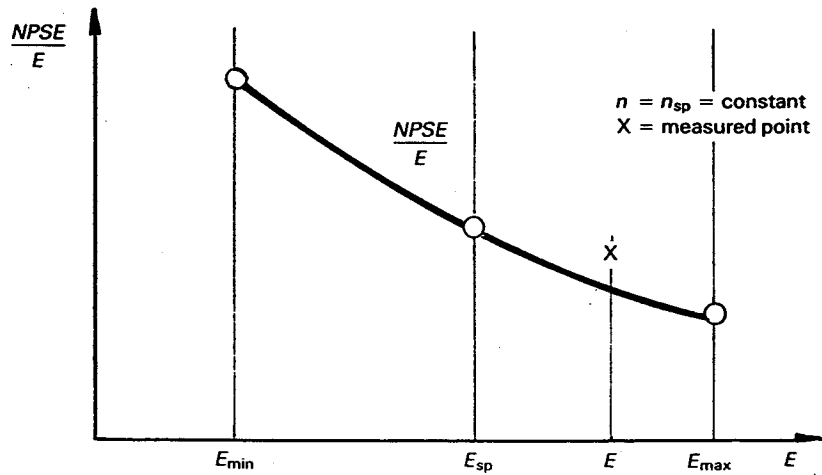


Figure 12 – Curve of minimum guaranteed value of *NPSE/E*.

IEC 378/91

6. Calcul et analyse des résultats

6.1 Calcul des résultats d'essai

6.1.1 Calcul des grandeurs afférentes à un point

Pour chaque séquence, on prendra la moyenne arithmétique des valeurs lues ou enregistrées de chaque grandeur mesurée (n, Q, E, P). Sur la base de ces valeurs moyennes, on déterminera les performances de la machine en appliquant les transpositions et corrections nécessaires (voir 6.1.2).

Dans les cas où on effectue des séquences multiples, on fera la moyenne des résultats obtenus comme ci-dessus afin de déterminer les valeurs afférentes au point.

6.1.2 Transposition aux conditions spécifiées et correction des résultats d'essai

La figure 10 représente des courbes de garantie. Pour une turbine réglable, on donne généralement une courbe de garantie pour chaque valeur spécifiée de l'énergie hydraulique massique (figure 10 a). Au contraire, pour une turbine non réglable ou pour une pompe, on ne donne, pour chaque valeur spécifiée de l'énergie hydraulique massique, qu'une seule valeur de chaque grandeur garantie telle que le rendement (fig. 10 b et 10 c). Dans la mesure où les conditions précisées en 5.2 sont remplies, les résultats des essais sont déclarés valables. La méthode permettant de calculer un point est exposée en 6.1.1.

Si le débit garanti est rapporté à la pression ambiante (voir 3.2.3), la valeur mesurée doit être transposée à cette condition (voir 2.3.4.5). Si l'énergie hydraulique massique moyenne E_n et/ou la vitesse de rotation n s'écartent, lors d'une séquence, de leurs valeurs spécifiées E_{sp} et n_{sp} , il faut procéder à une transposition des résultats selon les lois de la similitude, en admettant que soient respectées les conditions de validité de ces lois. On peut appliquer les formules et modalités suivantes:

6.1.2.1 Pour une turbine non réglable ou pour une pompe, si $n \neq n_{sp}$:

$$\frac{Q_{n_{sp}}}{Q_n} = \frac{n_{sp}}{n}; \quad \frac{E_{n_{sp}}}{E_n} = \left(\frac{n_{sp}}{n}\right)^2; \quad \frac{P_{n_{sp}}}{P_n} = \left(\frac{n_{sp}}{n}\right)^3; \quad \eta_{n_{sp}} = \eta_n$$

Les figures 13 a et 13 b représentent les courbes de garantie et le déplacement des grandeurs mesurées Q et P , transposées à la vitesse n_{sp} .

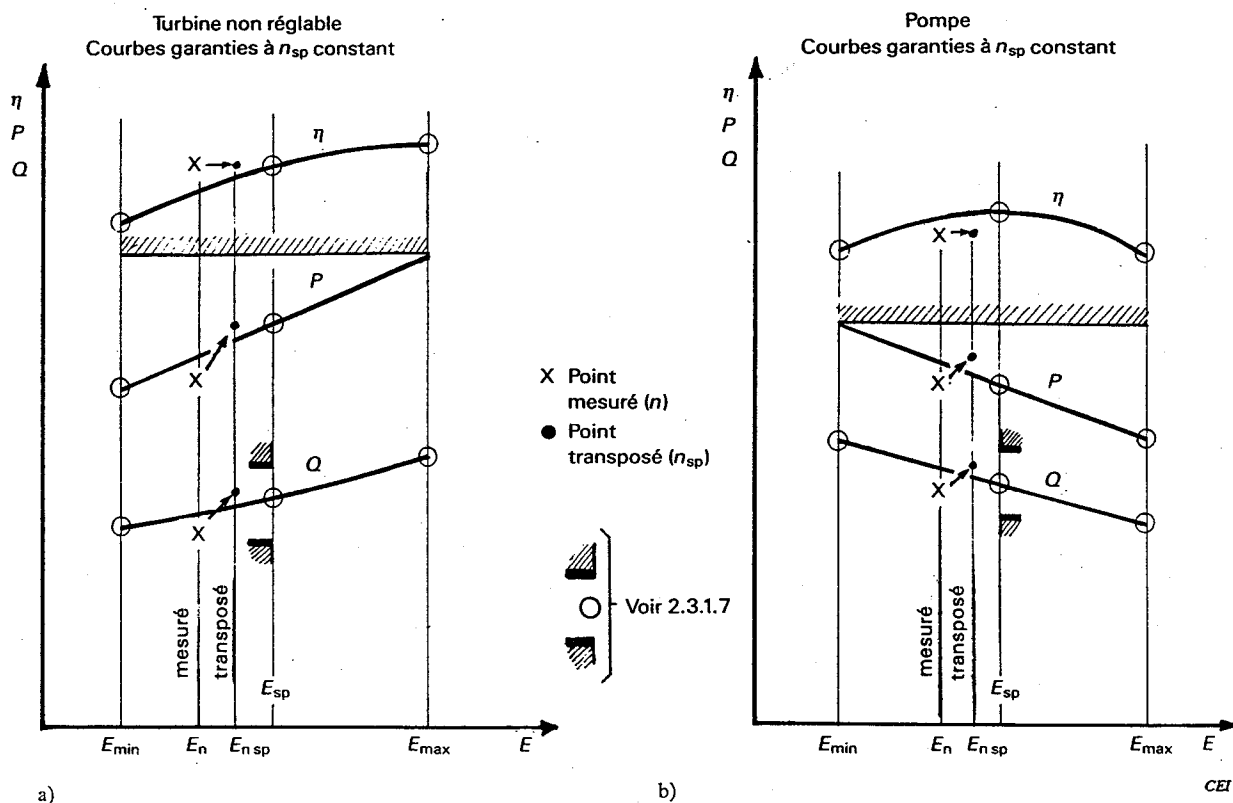


Figure 13 – Transposition d'un point mesuré à la vitesse de rotation spécifiée

6. Computation and analysis of results

6.1 Computation of test results

6.1.1 Computation of a point

For each run the arithmetic average value of the readings and recordings is computed for each measured quantity (n, Q, E, P); on the basis of these values the performance is calculated applying the necessary conversions and corrections (see 6.1.2).

In the case of multiple runs the performance results, obtained as indicated above, are averaged to establish the point.

6.1.2 Conversion and correction of test results to specified conditions

Figure 10 shows the guarantee curves. For the regulated turbine a guarantee curve is usually given for each specified specific hydraulic energy (Figure 10 a); on the contrary, for the non-regulated turbine and for the pump only a value for guaranteed quantities (efficiency for instance) is given for each specified specific hydraulic energy (Figures 10 b and 10 c). Provided that the conditions described at 5.2 are fulfilled, test results are valid. The method to calculate a point is explained at 6.1.1.

If the guaranteed discharge is referred to the ambient pressure (see 3.2.3), the measured value must be converted to this condition (see 2.3.4.5). If the average specific hydraulic energy E_n and/or rotational speed n deviate from specified values E_{sp} and n_{sp} during a run, a conversion must be made using affinity laws, assuming that the conditions of these laws are fulfilled. The following formulae and procedures can be adopted:

6.1.2.1 Non-regulated turbine and pump; if $n \neq n_{sp}$:

$$\frac{Q_{n_{sp}}}{Q_n} = \frac{n_{sp}}{n}; \quad \frac{E_{n_{sp}}}{E_n} = \left(\frac{n_{sp}}{n}\right)^2; \quad \frac{P_{n_{sp}}}{P_n} = \left(\frac{n_{sp}}{n}\right)^3; \quad \eta_{n_{sp}} = \eta_n$$

Figures 13 a and 13 b represent the guarantee curves and the shifting of measured quantities Q, P , converted to n_{sp} .

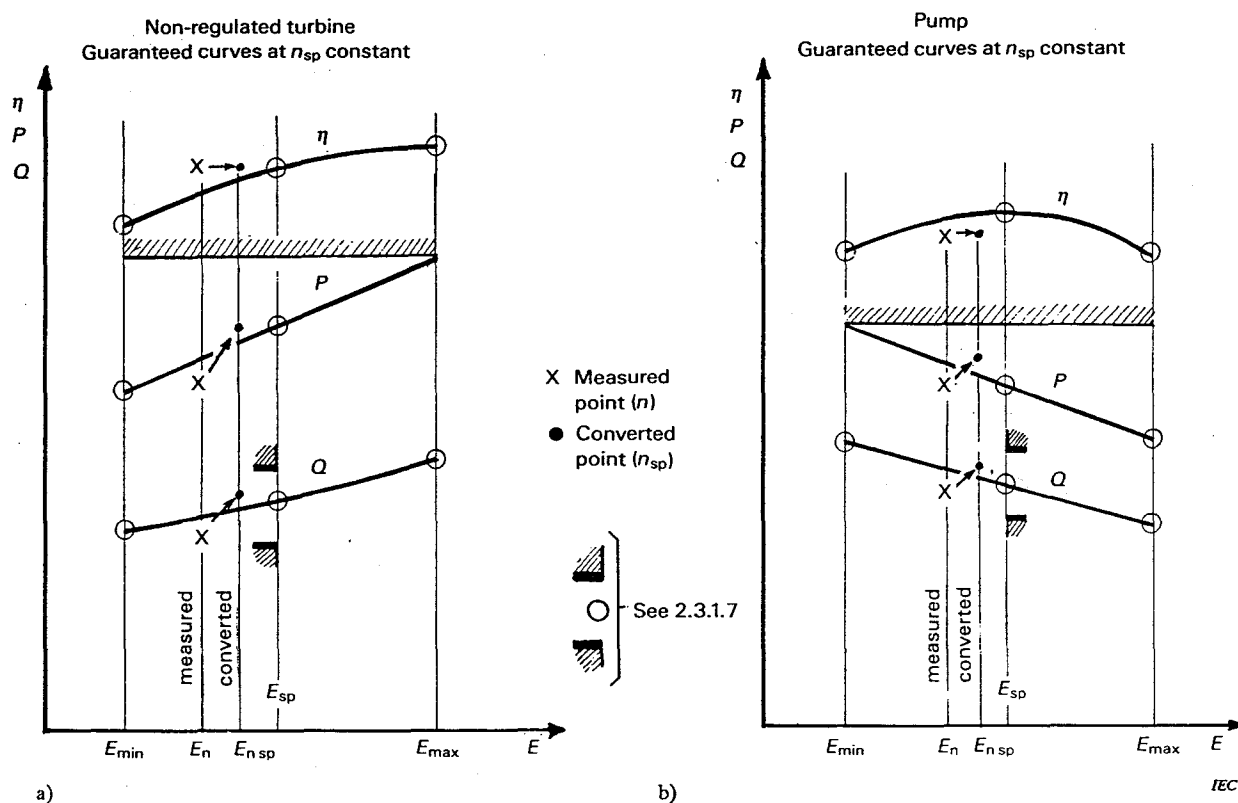


Figure 13 – Conversion of a measured point to the specified rotational speed

6.1.2.2 Pour une turbine réglable, si $E_n \neq E_{sp}$ et/ou $n \neq n_{sp}$, il y a trois cas possibles:

- a) Dans quelques rares cas, on peut satisfaire à la relation $\frac{n}{\sqrt{E}} = \frac{n_{sp}}{\sqrt{E_{sp}}}$ et éviter les corrections exposées en c) en ajustant la vitesse si $E \neq E_{sp}$ et/ou l'énergie hydraulique massique si $n \neq n_{sp}$.

Les formules de transposition sont alors:

$$\frac{Q_{E_{sp}}}{Q_E} = \left(\frac{E_{sp}}{E} \right)^{1/2}$$

$$\frac{P_{E_{sp}}}{P_E} = \left(\frac{E_{sp}}{E} \right)^{3/2}$$

$$\eta_{E_{sp}, n_{sp}} = \eta_{E, n}$$

- b) Lorsque le réglage décrit ci-dessus est impossible, et si $0,99 \leq \frac{n/\sqrt{E}}{n_{sp}/\sqrt{E_{sp}}} \leq 1,01$, aucune correction (voir c)) n'est nécessaire et les formules de transposition données en a) sont utilisées.

- c) Lorsque le réglage décrit en a) est impossible et si $\frac{n/\sqrt{E}}{n_{sp}/\sqrt{E_{sp}}}$ sort de la gamme indiquée en b), il est nécessaire, outre la transposition, d'effectuer une correction.

A cet effet, on doit disposer – en plus des courbes de rendement garanti correspondant aux différentes énergies hydrauliques massiques spécifiées – de la partie concernée du diagramme en colline des rendements (voir figure 14). Dans le cas où les garanties de rendement ne sont données que pour une énergie hydraulique massique spécifiée, on doit disposer de la partie du diagramme en colline des rendements comprise entre les énergies hydrauliques massiques maximale et minimale du domaine de fonctionnement. Un accord préalable devra intervenir sur ce point entre le fournisseur et l'acheteur.

Si $n \neq n_{sp}$ et $E \neq E_{sp}$, la première étape consiste à transposer le point A_n en $A_{n_{sp}}$, en utilisant les formules données en 6.1.2.1. Comme alors $E_{n_{sp}} \neq E_{sp}$, l'étape suivante consiste à déplacer le point $A_{n_{sp}}$ jusqu'à la droite correspondant à E_{sp} sur la figure 14, selon un déplacement à ouverture constante (A_2). D'autres modes de déplacement (à débit constant, A_1 , ou à rendement constant, A_3) peuvent être convenus entre les parties.

Le rendement doit alors être corrigé selon:

$$\eta_{E_{sp}, n_{sp}} = \eta + \Delta\eta$$

où η est la valeur mesurée et $\Delta\eta$ la différence de rendement, lue sur le diagramme en colline, entre les points A_2 (par exemple) et $A_{n_{sp}}$.

E_{sp} est connu, $Q_{E_{sp}, n_{sp}}$ et $\eta_{E_{sp}, n_{sp}}$ sont déterminés comme il vient d'être dit, et $P_{E_{sp}, n_{sp}}$ peut alors être calculé en conséquence.

6.1.2.2 Regulated turbine: if $E_n \neq E_{sp}$ and/or $n \neq n_{sp}$, there are three possible cases:

- a) in some rare cases it is possible to meet the relation $\frac{n}{\sqrt{E}} = \frac{n_{sp}}{\sqrt{E_{sp}}}$ and to avoid corrections outlined under c) by adjusting the speed if $E \neq E_{sp}$ and/or the specific hydraulic energy if $n \neq n_{sp}$.

Conversion formulae are:

$$\frac{Q_{E_{sp}}}{Q_E} = \left(\frac{E_{sp}}{E} \right)^{1/2}$$

$$\frac{P_{E_{sp}}}{P_E} = \left(\frac{E_{sp}}{E} \right)^{3/2}$$

$$\eta_{E_{sp}, n_{sp}} = \eta_{E, n}$$

- b) when the adjustment described above is not possible, and if $0,99 \leq \frac{n/\sqrt{E}}{n_{sp}/\sqrt{E_{sp}}} \leq 1,01$, no correction (see c)) is necessary and the conversion formulae given at a) are used.
- c) when the adjustment described at a) is not possible and if $\frac{n/\sqrt{E}}{n_{sp}/\sqrt{E_{sp}}}$ is outside the range given at b), it is necessary to make – in addition to conversion – a correction.

For this purpose it is necessary to have – in addition to the efficiency guaranteed curves corresponding to the different specified specific hydraulic energies – the relevant portion of the efficiency hill diagram (see Figure 14). In the case where the efficiency guarantees are given only for a specified specific hydraulic energy, it is necessary to have the portion of the efficiency hill diagram included between maximum and minimum specific hydraulic energies of the operational range. A previous agreement should be reached between purchaser and supplier on this matter.

If $n \neq n_{sp}$ and $E \neq E_{sp}$, the first thing to do is to convert point A_n into $A_{n_{sp}}$ using the formulae described in 6.1.2.1. As $E_{n_{sp}} \neq E_{sp}$, the next step is to shift $A_{n_{sp}}$ to the line corresponding to E_{sp} in Figure 14, following a constant opening method (A_2). Other modes of shifting (i.e. at constant discharge A_1 , or at constant efficiency, A_3) may be agreed upon between the parties.

Efficiency shall be corrected by the formula:

$$\eta_{E_{sp}, n_{sp}} = \eta + \Delta\eta$$

where η = measured value and $\Delta\eta$ = difference between efficiency in A_2 for instance, and efficiency in $A_{n_{sp}}$ according to efficiency hill diagram.

E_{sp} is known, $Q_{E_{sp}, n_{sp}}$ and $\eta_{E_{sp}, n_{sp}}$ are determined as explained before, $P_{E_{sp}, n_{sp}}$ is consequently calculated.

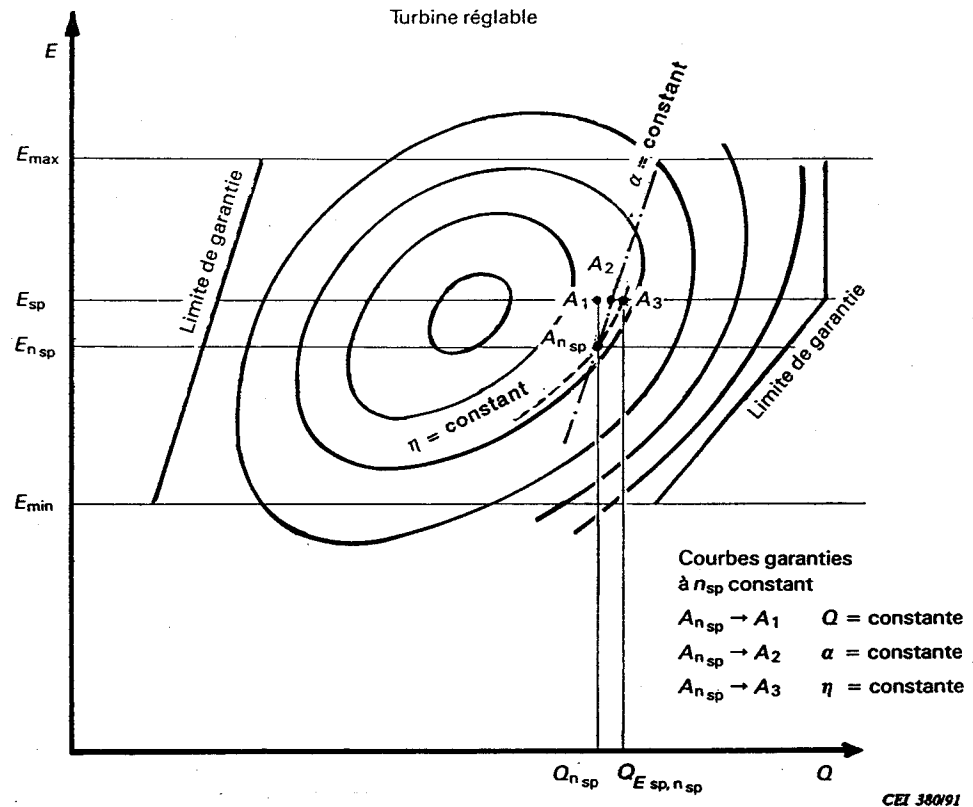


Figure 14 – Correction d'un point mesuré aux conditions spécifiées

6.1.3 Courbes d'essai

- Pour les turbines réglables:

les valeurs de η doivent être portées en fonction de $P_{E_{sp}, n_{sp}}$ ou de $Q_{E_{sp}, n_{sp}}$; les valeurs de $P_{n_{sp}}$ doivent être portées en fonction de $E_{n_{sp}}$.

- Pour les turbines non réglables et pour les pompes:

les valeurs de $Q_{n_{sp}}$, $P_{n_{sp}}$ et η doivent être portées en fonction de $E_{n_{sp}}$.

Les modalités de transposition aux conditions spécifiées sont données en 6.1.2.

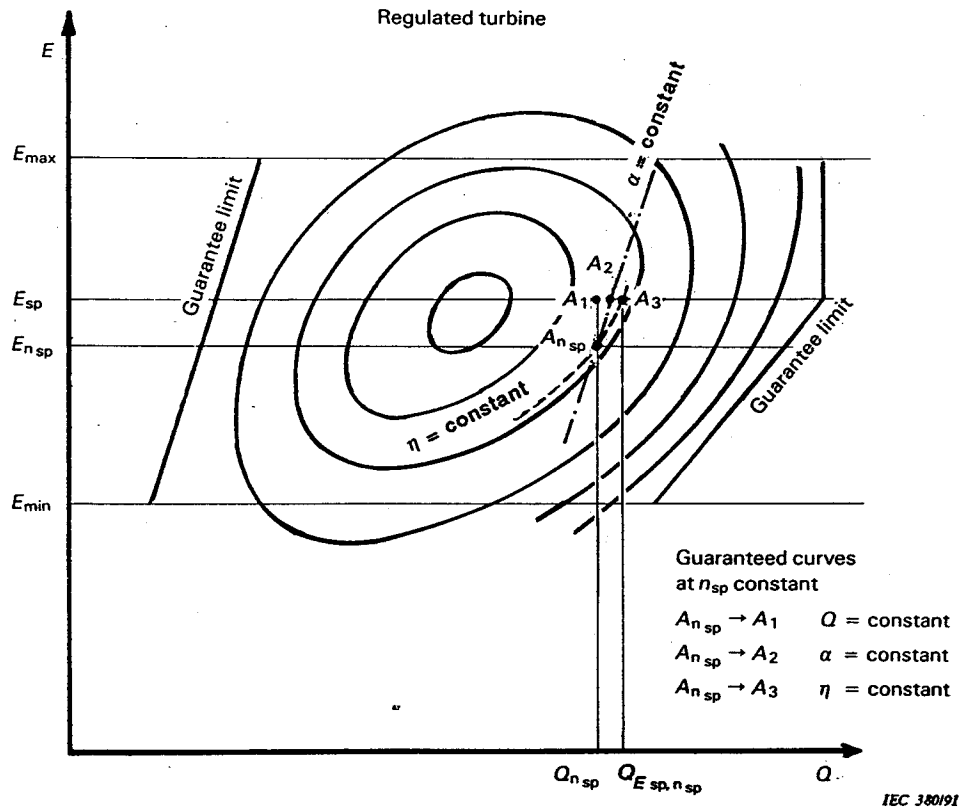


Figure 14 – Correction of a measured point to specified conditions

6.1.3 Test curves

- For regulated turbines:

values of η shall be plotted against $P_{E_{sp}, n_{sp}}$ or $Q_{E_{sp}, n_{sp}}$; values of $P_{n_{sp}}$ shall be plotted against $E_{n_{sp}}$.

- For non-regulated turbines and for pumps:

values of $Q_{n_{sp}}$, $P_{n_{sp}}$ and η shall be plotted against $E_{n_{sp}}$.

Conversion to specified values is given in 6.1.2.

6.2 Incertitudes de mesure* et présentation des résultats

6.2.1 Définition de l'erreur

L'erreur sur la mesure d'une grandeur est la différence entre cette mesure et la valeur vraie de la grandeur.

Aucune mesure d'une grandeur physique n'est exempte d'incertitudes, celles-ci provenant d'erreurs systématiques et aléatoires. Les erreurs systématiques ne peuvent pas être éliminées par répétition des mesures, étant donné qu'elles sont dues aux caractéristiques de l'appareillage de mesure, de l'installation et des conditions de fonctionnement. Il est possible, par contre, de réduire l'erreur aléatoire par répétition des mesures, cette erreur aléatoire sur la moyenne de n mesures indépendantes étant de $\sqrt{n}$ fois inférieure à l'erreur aléatoire d'une mesure isolée (voir Annexe C).

6.2.2 Définition de l'incertitude

L'étendue dans laquelle on peut penser que se situera, avec une probabilité suffisamment grande, la valeur vraie de la grandeur mesurée est appelée "incertitude de mesure". Dans le cadre de la présente norme, la probabilité à utiliser doit être de 95 %.

6.2.3 Types d'erreurs

Il y a trois types d'erreurs à considérer:

- les mesures aberrantes;
- les erreurs aléatoires;
- les erreurs systématiques.

6.2.3.1 Mesures aberrantes

Ce sont les erreurs humaines ou les erreurs dues à un mauvais fonctionnement des appareils de mesure et qui dénaturent une mesure, par exemple mauvaise transcription d'un résultat ou présence de poches d'air dans la conduite reliant une tuyauterie d'eau à un manomètre. Il convient de ne pas prendre ces erreurs en compte dans une analyse statistique, et la mesure correspondante doit être annulée. Lorsque l'erreur n'est pas suffisamment grande pour dénaturer visiblement le résultat, on peut, suivant certains critères à considérer, décider d'admettre ou de rejeter les données correspondantes.

Sauf accord contraire, il est recommandé d'utiliser le test de Grubbs décrit à l'annexe B pour déceler les points aberrants éventuels; d'autres tests, comme celui de Dixon présenté dans l'ISO 5168, peuvent être utilisés par accord mutuel.

Il est nécessaire de recalculer l'écart-type de la distribution des résultats après avoir procédé au test des valeurs aberrantes si l'on a éliminé certains résultats. Il faut également souligner qu'on ne peut utiliser le test des valeurs aberrantes que s'il existe des raisons valables de croire qu'on se trouve en présence de points aberrants: il ne faut pas rejeter des résultats à la légère.

6.2.3.2 Erreurs aléatoires

Les erreurs aléatoires sont dues à des effets nombreux, infimes et indépendants, qui empêchent un système de mesurage de redonner la même valeur de sortie pour une même valeur d'entrée de la grandeur mesurée.

Les résultats s'écartent de la moyenne selon les lois du hasard, de sorte que plus le nombre de données augmente, plus la distribution des résultats approche d'une loi normale.

L'erreur aléatoire dépend du soin apporté aux mesures, du nombre de mesures et des conditions de l'installation. La dispersion des lectures dépend de la combinaison des lectures et de la combinaison de l'erreur aléatoire due à l'instrumentation et de l'influence des conditions de fonctionnement.

* Voir ISO 5168.

6.2 *Uncertainties in measurements* and presentation of results*

6.2.1 *Definition of error*

The error in the measurement of a quantity is the difference between that measurement and the true value of the quantity.

No measurement of a physical quantity is free from uncertainties arising from systematic errors and random errors. Systematic errors cannot be reduced by repeating measurement since they arise from the characteristics of the measuring apparatus, the installation, and the operation conditions. However, a reduction in the random error may be achieved by repetition of measurements since the random error of the mean of n independent measurements is $\sqrt{n}$ times smaller than the random error of an individual measurement (see Appendix C).

6.2.2 *Definition of uncertainty*

The range within which the true value of a measured quantity can be expected to lie with a suitably high probability is termed the "uncertainty of the measurement". For the purposes of this standard, the probability to be used shall be 95 % level.

6.2.3 *Types of errors*

There are three types of error which must be considered:

- spurious errors;
- random errors;
- systematic errors.

6.2.3.1 *Spurious errors*

These are errors such as human errors, or instrument malfunction, which invalidate a measurement: for example, the transposing of numbers in recording data or the presence of pockets of air in leads from a water line to a manometer. Such errors should not be incorporated into any statistical analysis and the measurement must be discarded. Where the error is not large enough to make the result obviously invalid, some rejection criteria should be applied to decide whether the data point should be rejected or retained.

Unless otherwise agreed, the Grubbs test described in Appendix B is recommended for testing possible outliers; other tests, such as the Dixon test given in ISO 5168, may be used by agreement.

It is necessary to recalculate the standard deviation of the distribution of results after applying the outlier test if any data points are discarded. It should also be emphasized that outlier tests may be applied only if there is an independent technical reason for believing that spurious errors may exist: data should not be thrown away lightly.

6.2.3.2 *Random errors*

Random errors are caused by numerous, small, independent influences which prevent a measurement system from delivering the same reading when supplied with the same input value of the quantity being measured.

The measurements deviate from the mean in accordance with the laws of chance, such that the distribution usually approaches a normal distribution as the number of measurements is increased.

The random error is influenced by the care taken during measurements, the number of measurements and the operating conditions. The scatter of readings observed during a point results from the combination of the random error arising from the instrumentation and of the influence of the operating conditions.

* See ISO 5168.

6.2.3.3 Estimation de l'incertitude associée aux erreurs aléatoires

Les méthodes statistiques permettant d'estimer l'incertitude associée aux erreurs aléatoires sont exposées dans les annexes C et D.

Si l'échantillon est petit, il est nécessaire de corriger les résultats statistiques fondés sur une loi normale à l'aide des valeurs correspondantes du coefficient t de Student comme cela est précisé dans ces annexes. Le coefficient t de Student est un coefficient qui compense le fait que, pour un niveau de confiance donné, l'incertitude sur l'écart-type augmente si l'échantillon est de petite taille.

L'incertitude correspondant à un niveau de confiance de 95 % est notée $(f_r)_{95}$.

Un accord préalable aux essais doit spécifier la valeur maximale admissible $\pm f_r$ de la bande d'incertitude due aux erreurs aléatoires. Si plus de 5 % des résultats sortent de cette bande, on procèdera à une analyse soignée et on recommencera les mesures, ou bien on se mettra d'accord sur une nouvelle valeur de la bande d'incertitude due aux erreurs aléatoires.

6.2.3.4 Erreurs systématiques

Les erreurs systématiques sont celles qui ne peuvent pas être réduites en augmentant le nombre des mesures si l'on garde les mêmes matériels et les mêmes conditions de mesurage.

L'erreur systématique d'une mesure dépend pour une part de l'erreur résiduelle de l'appareil ou du système de mesure au début des essais. A ce moment, toutes les erreurs qui peuvent l'être doivent avoir été éliminées par étalonnage, mesure soignée des dimensions, installation correcte, etc. L'erreur qui subsiste alors est appelée "erreur systématique" (ou "erreur de justesse") et existe toujours, même si elle est faible.

L'erreur systématique est en grande partie déterminée par le choix de la méthode de mesure et par les conditions de fonctionnement; par exemple, la valeur de l'énergie cinétique calculée à partir de la vitesse moyenne peut différer de sa valeur vraie si la répartition des vitesses dans la section de mesure n'est pas suffisamment régulière. Les erreurs systématiques n'affectent pas la répétabilité des mesures au cours d'un essai.

Avant tout essai, il faut arriver à un accord sur la largeur attendue de la bande d'incertitude systématique, dans la gamme indiquée à la première colonne du tableau AI, annexe A. Il faut souligner que les valeurs des incertitudes systématiques données à la deuxième colonne sont des valeurs auxquelles on peut s'attendre lorsque les mesures sont faites dans des conditions normales par du personnel expérimenté, avec un appareillage de haute qualité et conformément aux prescriptions de cette norme. La valeur réelle de l'incertitude systématique dépend habituellement de nombreux facteurs, dont certains ne peuvent être évalués qu'après l'essai. Ces facteurs doivent être passés en revue et un accord doit être conclu entre les parties concernées pour décider si les incertitudes prévues doivent ou non être modifiées pour des raisons techniques.

6.2.3.5 Estimation de l'incertitude associée aux erreurs systématiques

Il n'est pas possible d'estimer l'incertitude associée aux erreurs systématiques de façon expérimentale sans changer le matériel ou les conditions de mesurage. Un tel changement peut permettre d'évaluer l'ordre de grandeur de l'erreur systématique et il convient d'y recourir chaque fois que possible. La seule autre possibilité est de porter un jugement subjectif fondé sur l'expérience et sur l'analyse du matériel employé.

La première étape dans l'estimation de cette incertitude est d'identifier les aspects du mesurage qui peuvent influencer sur la valeur mesurée. La deuxième étape consiste à affecter à chacun de ces aspects une valeur de l'incertitude qu'il est susceptible d'entraîner. Cela peut être fait, au moins en partie, par analyse statistique*.

* Voir par exemple ISO 5168.

6.2.3.3 Estimation of the uncertainty associated with random error

Statistical methods for estimating the uncertainty associated with random error are discussed in Appendices C and D.

When the sample size is small, it is necessary to correct the statistical results that are based on a normal distribution by means of Student's t values, as explained in these appendices. Student's t is a factor which compensates for the uncertainty in the standard deviation increasing as the sample size is reduced.

The uncertainty corresponding to a level of 95 % is written $(f_r)_{95}$.

An agreement prior to the test shall specify the maximum permissible value $\pm f_r$ of the uncertainty bandwidth due to random errors. If more than 5 % of the results are outside this range, an accurate analysis will be made and the measurements will be repeated or a new value of the uncertainty bandwidth due to random errors will be agreed.

6.2.3.4 Systematic errors

Systematic errors are those which cannot be reduced by increasing the number of measurements if the equipment and conditions of measurements remain unchanged.

The systematic error of a measurement depends partly on the residual error in the instrument or measuring system at the start of the test. At that time, all removable errors will have been eliminated by calibration, careful measurement of dimensions, proper installation, etc. The error still remaining is called systematic error (bias) and always exists, however small.

The systematic error is largely controlled by the choice of measuring method, and the operating conditions; for example, the value of the kinetic energy calculated with the mean velocity can differ from its true value if the velocity distribution at the measuring section is not sufficiently regular. Systematic errors do not affect the repeatability of measurements during a test.

Prior to any test, an agreement should be reached on an expected band of systematic uncertainty within the range given in the first column of Table AI, Appendix A. It must be emphasised that the values for systematic uncertainties listed in the second column are expected uncertainties when the measurements are made in normal conditions by experienced personnel with an apparatus of high quality, in accordance with the provisions of the standard. The actual value of systematic uncertainty usually depends on many factors, some of which can only be evaluated after the test. A review of these factors shall be made and an agreement between the parties concerned established whether the expected uncertainties have to be changed on technical grounds or not.

6.2.3.5 Estimation of the uncertainty associated with systematic errors

The uncertainty associated with systematic errors cannot be assessed experimentally without changing the equipment or conditions of measurement. This change can indicate an order of magnitude of the systematic error and should be applied whenever possible. The alternative is to make a subjective judgement on the basis of experience and consideration of the equipment involved.

The first step in the estimation of this uncertainty is to identify those aspects of the measurement that can affect its value; the second step is to allocate uncertainty limits to allow for each of these effects. This may be done, in part at least, by statistical analysis*.

* See for example ISO 5168.

Si l'erreur a une valeur unique et connue, celle-ci doit être ajoutée au résultat de la mesure (ou en être soustraite) et l'incertitude provenant de cette source est alors prise comme nulle. Si l'erreur systématique d'un appareil de mesure est inconnue mais si les limites de cette erreur sont spécifiées (classe de précision), cet intervalle peut être pris comme bande d'incertitude systématique de l'appareil avec un niveau de confiance supérieur à 95 %.

Dans les essais sur place de la meilleure qualité, les erreurs systématiques sont habituellement beaucoup plus élevées que les erreurs aléatoires.

En fait, malgré la différence exposée ci-dessus entre incertitudes systématiques et aléatoires, la probabilité de distribution des valeurs possibles de chaque composante systématique est essentiellement gaussienne et l'incertitude systématique f_s sur une grandeur peut donc être calculée à partir des incertitudes systématiques élémentaires par combinaison quadratique; par exemple, l'incertitude systématique sur le rendement $(f_\eta)_s$ à partir des incertitudes systématiques sur le débit $(f_Q)_s$, sur l'énergie hydraulique massique $(f_E)_s$ et sur la puissance $(f_P)_s$ selon la formule:

$$(f_\eta)_s = \pm [(f_Q)_s^2 + (f_E)_s^2 + (f_P)_s^2]^{1/2}$$

Voir aussi l'article A2 de l'annexe A.

6.2.4 Incertitude totale

L'incertitude totale (f_t) sur une mesure est obtenue en combinant les incertitudes systématiques (f_s) et aléatoires (f_r) (voir 6.2.3.3 et 6.2.3.5). Elle définit un intervalle à l'intérieur duquel il est admis que la vraie valeur a une probabilité de 95 % de se trouver, et tout point de cet intervalle est également valable.

Comme les incertitudes systématiques et aléatoires ont, en fait, des lois de probabilité du même type (voir 6.2.3.5), elles peuvent être combinées quadratiquement. L'incertitude totale est donc donnée par:

$$f_t = \pm (f_s^2 + f_r^2)^{1/2}$$

6.2.5 Analyse des résultats

Il est recommandé d'utiliser la méthode d'analyse et de présentation des résultats et tout particulièrement le mode de comparaison avec les garanties qui sont décrits ci-après. L'annexe A contient des valeurs estimatives des incertitudes systématiques; les annexes C et D présentent des informations suffisantes pour estimer simplement les incertitudes aléatoires; l'annexe B décrit une méthode d'élimination des résultats aberrants.

6.2.6 Présentation des résultats

En tenant compte des incertitudes totales calculées comme il est dit en 6.2.4, il y a lieu de représenter chaque point de mesure, sur un diagramme, par une ellipse. Les axes de cette ellipse représentent l'incertitude totale, au niveau de confiance de 95 %, sur les deux grandeurs choisies comme coordonnées du diagramme. Tous les points situés à l'intérieur de cette ellipse sont également valables.

Si c'est une courbe qui est garantie (garantie couvrant un domaine de puissance par exemple), une bande d'incertitude définie par les enveloppes supérieure et inférieure de ces ellipses est surimposée à la courbe lissée la mieux adaptée, tracée à travers les points de mesure (voir annexe D). Tous les points situés à l'intérieur de cette bande sont également valables et cet intervalle constitue donc la bande de résultats qui doit être acceptée pour comparaison aux garanties.

Dans certains cas, par exemple lorsque la courbe garantie est tracée en fonction de l'énergie hydraulique massique, on peut obtenir les limites de la bande d'incertitude totale en réduisant les ellipses à leur grand axe.

If the error has a unique known value then this shall be added to (or subtracted from) the result of the measurement and the uncertainty in the measurement due to this source is then taken as zero. If the systematic error of a measuring device is unknown but its error limits (class of accuracy) are specified, the interval between them may be assumed as the systematic uncertainty of that device with a confidence level better than 95 %.

Systematic errors usually are considerably larger than random errors for the highest quality field test.

Actually, notwithstanding the difference exposed above between systematic and random uncertainties, the probability distribution of the possible values of each systematic component is essentially gaussian and the systematic uncertainty f_s is computed from the individual systematic uncertainties by the root-sum-squares method; for example, the systematic uncertainty of efficiency $(f_\eta)_s$ is computed from the individual systematic uncertainties in discharge $(f_Q)_s$, specific hydraulic energy $(f_E)_s$ and power $(f_P)_s$ by:

$$(f_\eta)_s = \pm [(f_Q)_s^2 + (f_E)_s^2 + (f_P)_s^2]^{1/2}$$

See also Clause A2 of Appendix A.

6.2.4 Total uncertainty

The total uncertainty in a measurement (f_t) is obtained by combining the systematic (f_s) and random (f_r) uncertainties (see 6.2.3.3 and 6.2.3.5). It defines a range within which the true value is assumed to have a probability of 95 % to lie, and any point in this range is equally valid.

Given the same type of probability distribution of the systematic and random uncertainties (see 6.2.3.5), they can be combined by the root-sum-squares method. The total uncertainty is thus given by:

$$f_t = \pm (f_s^2 + f_r^2)^{1/2}$$

6.2.5 Analysis of results

The method of analysis and presentation of results described hereafter with particular reference to comparison with guarantees is recommended. Appendix A contains estimates of systematic uncertainties; Appendices C and D provide enough information to make simple estimates of random uncertainties; Appendix B describes a method for rejecting outliers.

6.2.6 Presentation of results

Taking into account the total uncertainties calculated as explained in 6.2.4, each measured point should be represented on a diagram by an ellipse. The axes of this ellipse represent the total uncertainty, at a confidence level of 95 %, in the two quantities chosen as coordinates of the diagram. Any point within this ellipse is equally valid.

If a curve is guaranteed (guarantee given within a range of powers, for instance), an uncertainty band corresponding to the upper and lower envelopes of these ellipses is superimposed to the best fitted curve drawn through the test points (see Appendix D). All the points within this band are equally valid and thus this band constitutes an acceptable bandwidth for comparison with guarantees.

In some cases, for example, when the guarantee curve is plotted against specific hydraulic energy, the limits of the total uncertainty bandwidth can be obtained by reducing the ellipses to their principal axis.

6.3 Comparaison avec les garanties

La comparaison des résultats avec les garanties doit se faire selon les méthodes décrites ci-après, en tenant compte de la bande d'incertitude totale (voir 6.2.6) et des limites contractuelles (voir figures 10a, 10b et 10c).

6.3.1 Puissance (voir 3.2.2)

6.3.1.1 Turbine réglable

La figure 15 montre la courbe garantie de la puissance à atteindre en fonction des énergies hydrauliques massiques spécifiées. Dans l'exemple de la figure, la garantie de puissance n'est pas remplie dans la zone A.

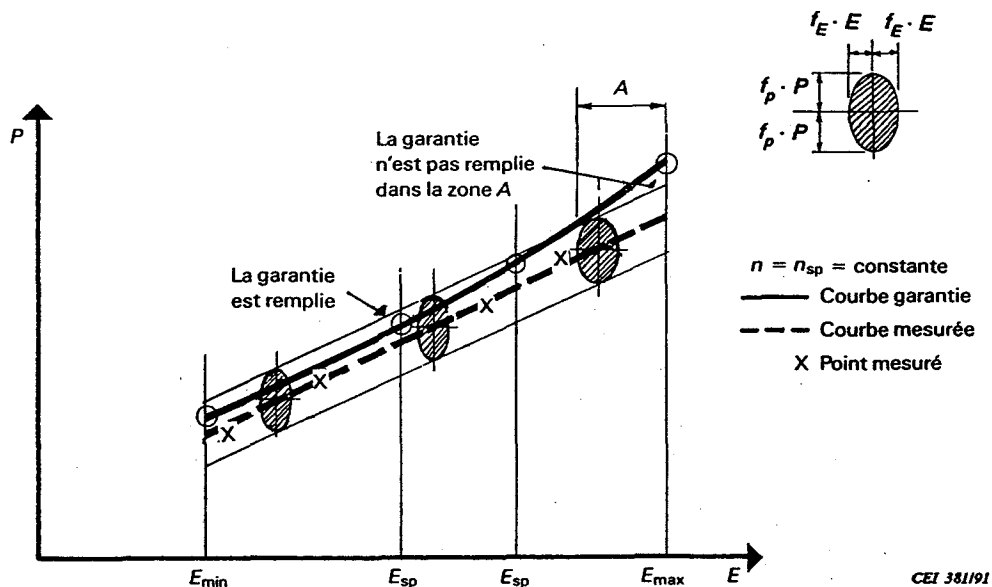


Figure 15 – Turbine réglable

6.3.1.2 Turbine non réglable

La figure 16 montre la courbe garantie de la puissance en fonction des énergies hydrauliques massiques spécifiées et le résultat de la comparaison avec la courbe mesurée, compte tenu de la bande correspondant à la combinaison des incertitudes totales.

Comme l'indique cette figure, les limites de puissance spécifiées en fonction de l'énergie hydraulique massique sont définies – sauf accord contraire – par une limite inférieure kP_{sp} et une limite supérieure $(k + 0,1)P_{sp}$, k étant un facteur convenu par accord mutuel et compris entre 0,9 et 1,0; habituellement la valeur de k est 0,95. Le choix de la valeur k doit être compatible avec les éventuelles limites de puissance spécifiées à E_{min} et E_{max} . Dans l'exemple de la figure 16, la garantie de puissance n'est pas remplie dans la zone A.

6.3 Comparison with guarantees

The comparison with guarantees shall be made by the following methods using the total uncertainty bandwidth (see 6.2.6) and taking into account the contractual limits (see Figures 10 a, 10 b and 10 c).

6.3.1 Power (see 3.2.2)

6.3.1.1 Regulated turbine

Figure 15 shows the guaranteed curve of the power to be reached against the specified specific hydraulic energy. In this example, the guarantee for power is not fulfilled in the range A.

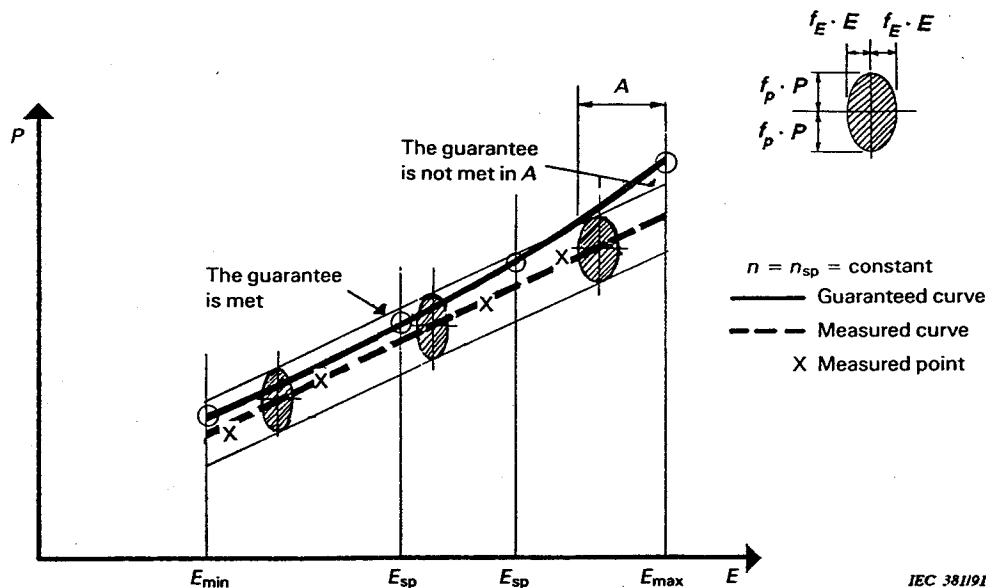


Figure 15 – Regulated turbine

6.3.1.2 Non-regulated turbine

Figure 16 shows the guaranteed curve of the power against the specified specific hydraulic energy and the result of the comparison with the measured curve, taking into account the bandwidth corresponding to the combination of total uncertainties.

As shown in this figure, the specified limits with regard to specified specific hydraulic energies are defined – if not otherwise agreed – by a lower limit kP_{sp} and a higher limit $(k + 0,1)P_{sp}$, k being a mutually agreed value lying somewhere between 0,9 and 1,0; normally the value of k is 0,95. The choice of k must be compatible with the power specified limits corresponding to E_{min} and E_{max} , if any. In Figure 16, the guarantee is not met in the range A.

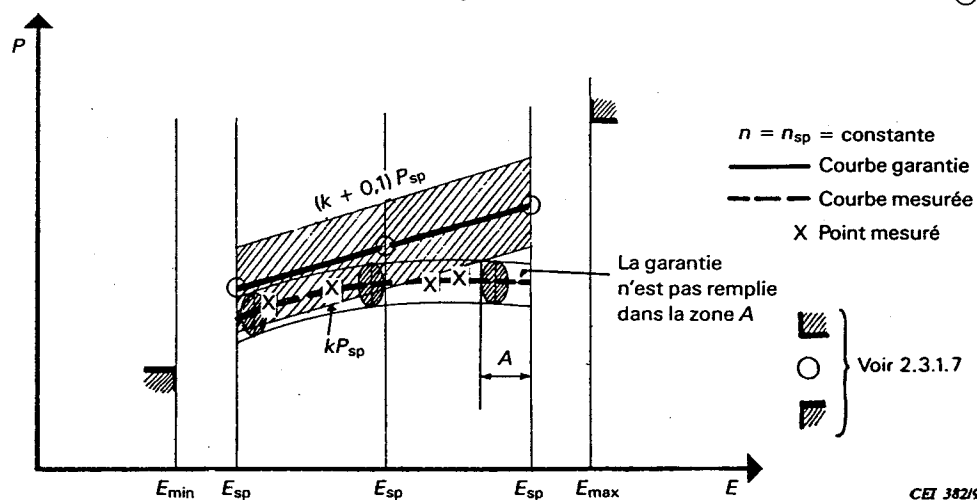


Figure 16 – Turbine non réglable

6.3.1.3 Pompe, réglable ou non

La figure 17 montre la limite garantie de la puissance à ne pas dépasser en fonction des énergies hydrauliques massiques spécifiées et le résultat de la comparaison avec la courbe mesurée, compte tenu de la bande correspondant à la combinaison des incertitudes totales. Dans l'exemple de la figure, la garantie de puissance n'est pas remplie dans la zone A.

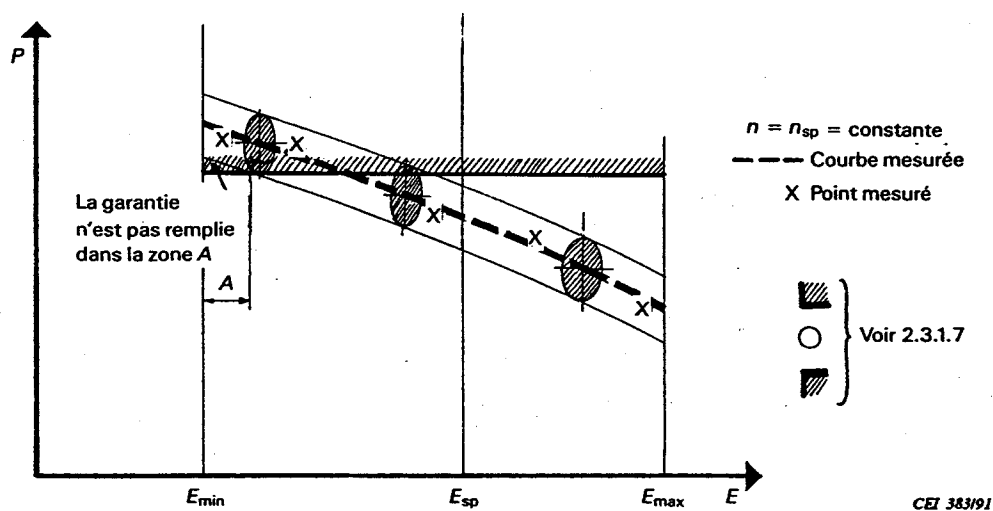


Figure 17 – Pompe

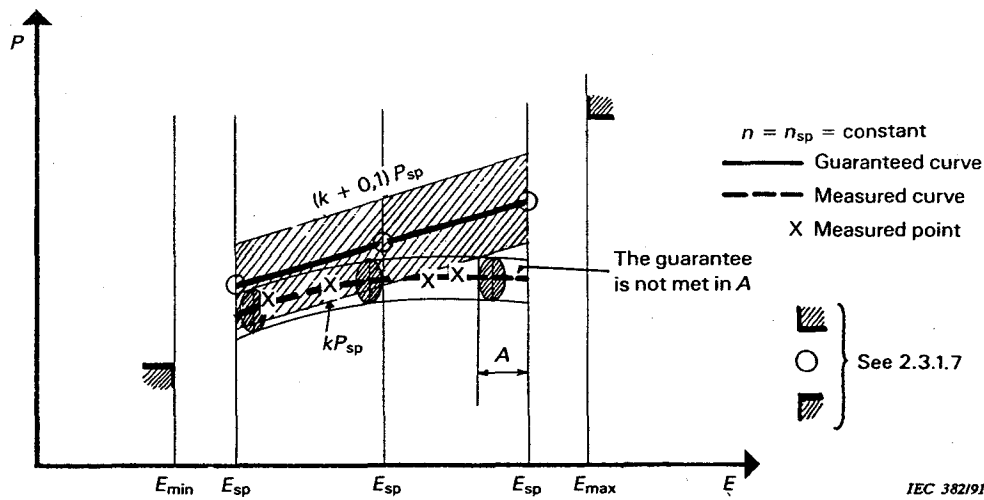


Figure 16 – Non-regulated turbine

6.3.1.3 Regulated/Non-regulated pump

Figure 17 shows the guaranteed specified limit of the power against the specified specific hydraulic energy and the result of the comparison with the measured curve, taking into account the bandwidth corresponding to the combination of total uncertainties. In this example, the guarantee for power is not fulfilled in the range A.

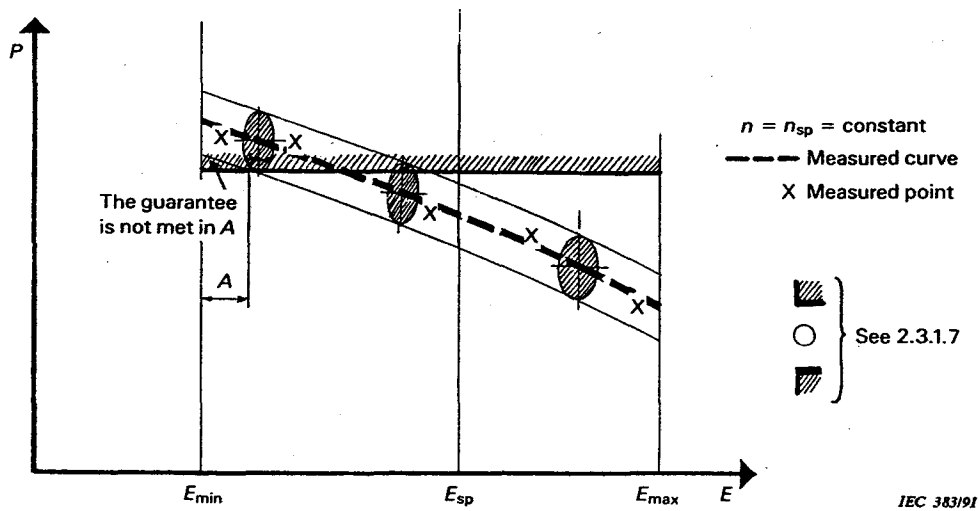


Figure 17 – Pump

6.3.2 Débit (voir 3.2.3)

6.3.2.1 Turbine réglable

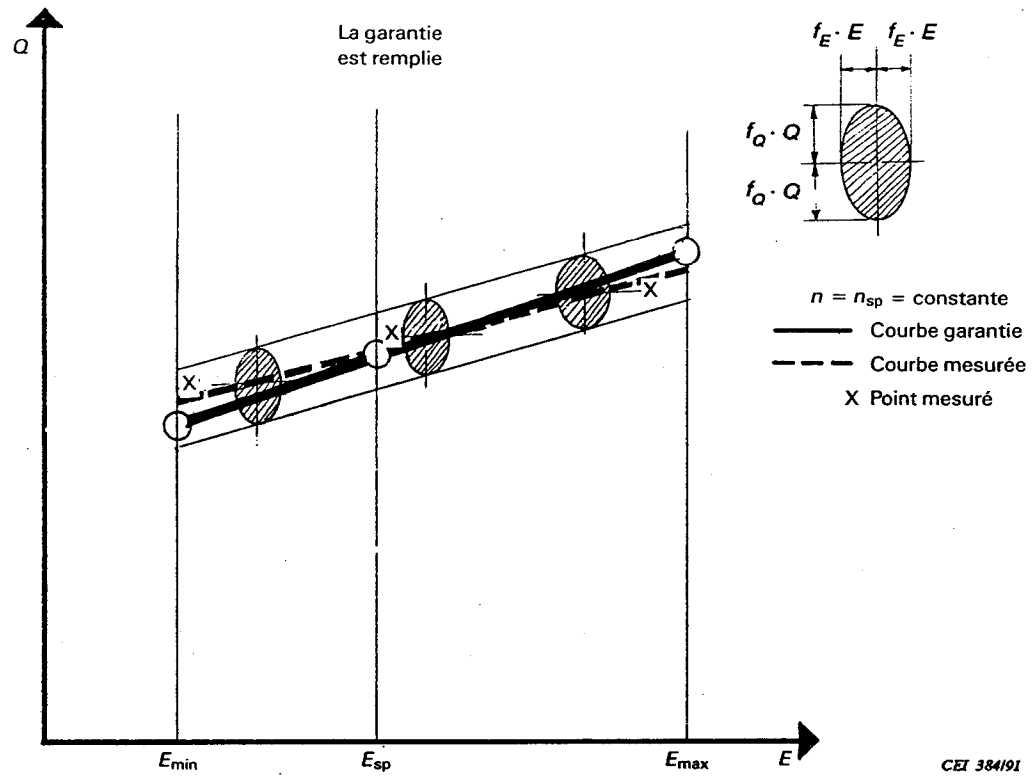


Figure 18 – Turbine réglable

6.3.2.2 Turbine non réglable

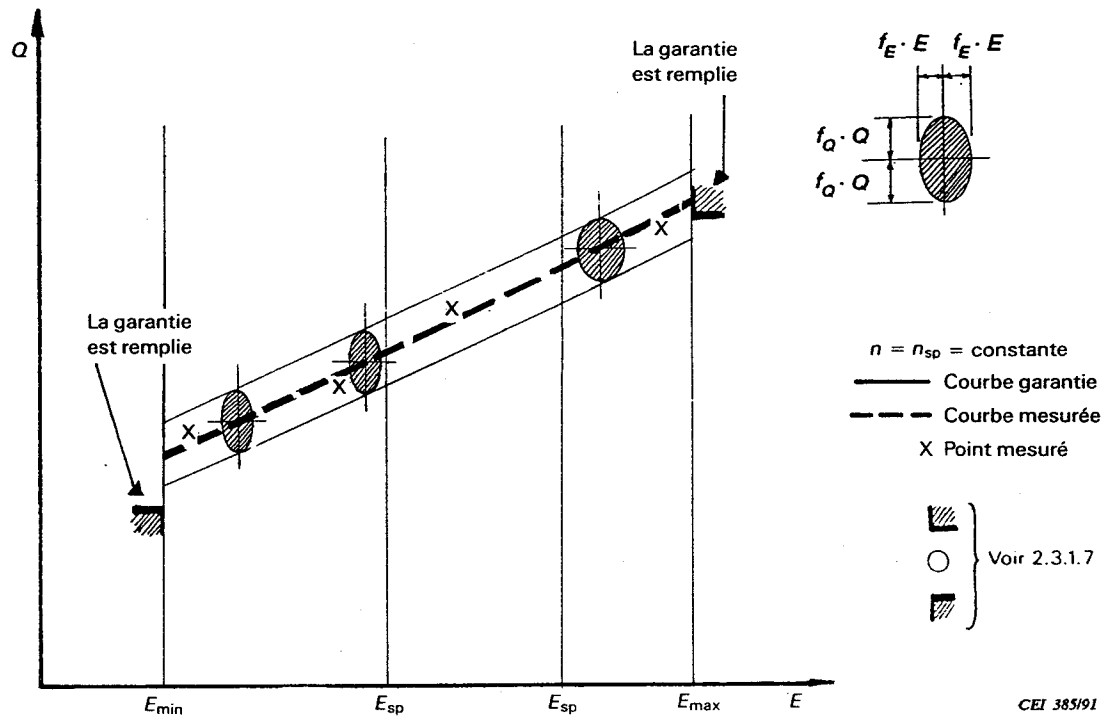


Figure 19 – Turbine non réglable

6.3.2 Discharge (see 3.2.3)

6.3.2.1 Regulated turbine

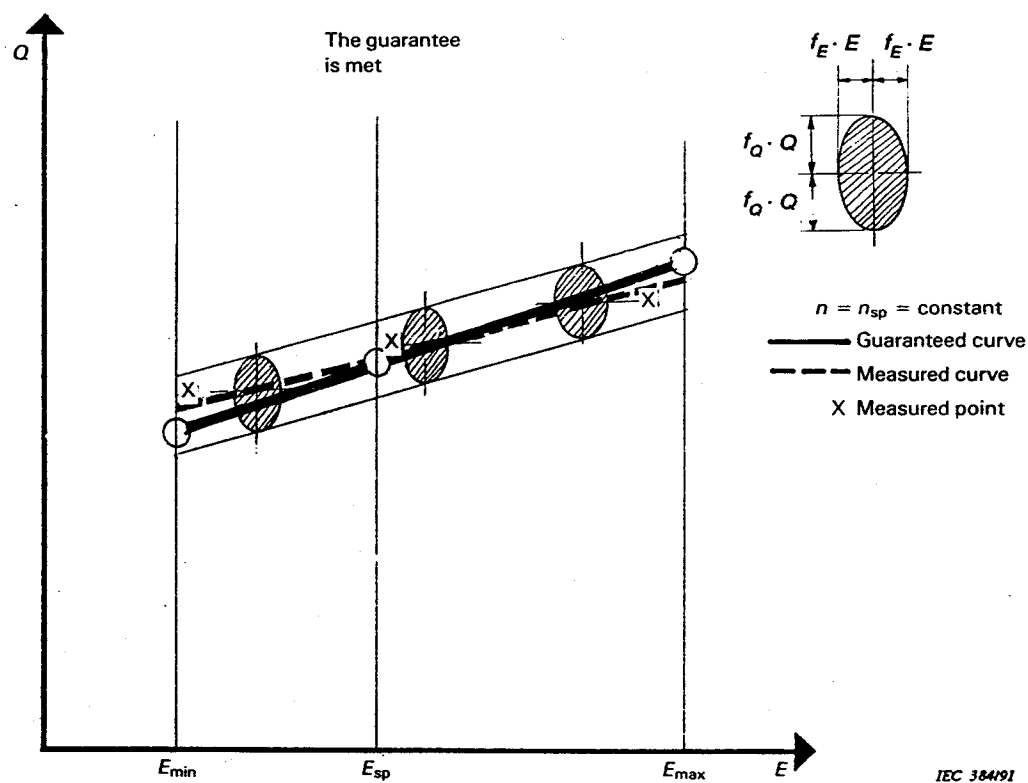


Figure 18 – Regulated turbine

6.3.2.2 Non-regulated turbine

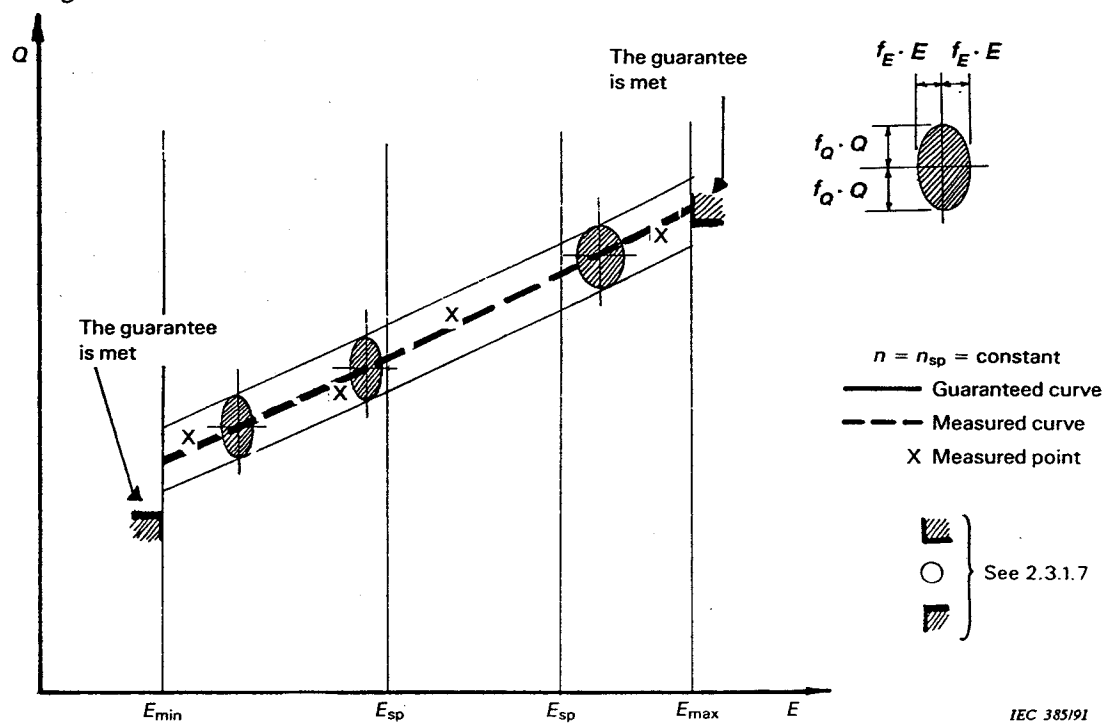


Figure 19 – Non-regulated turbine

6.3.2.3 Pompe, réglable ou non

Comme l'indique la figure 20, les limites spécifiées en fonction de l'énergie hydraulique massique sont définies – sauf accord contraire – par une limite inférieure kQ_{sp} et une limite supérieure $(k + 0,1)Q_{sp}$, k étant un facteur convenu par accord mutuel et compris entre 0,9 et 1,0; habituellement, la valeur de k est 0,95. Le choix de la valeur de k doit être compatible avec les éventuelles limites de débit spécifiées à E_{min} et E_{max} . Dans l'exemple de la figure 20, la garantie de débit n'est pas remplie dans la zone A.

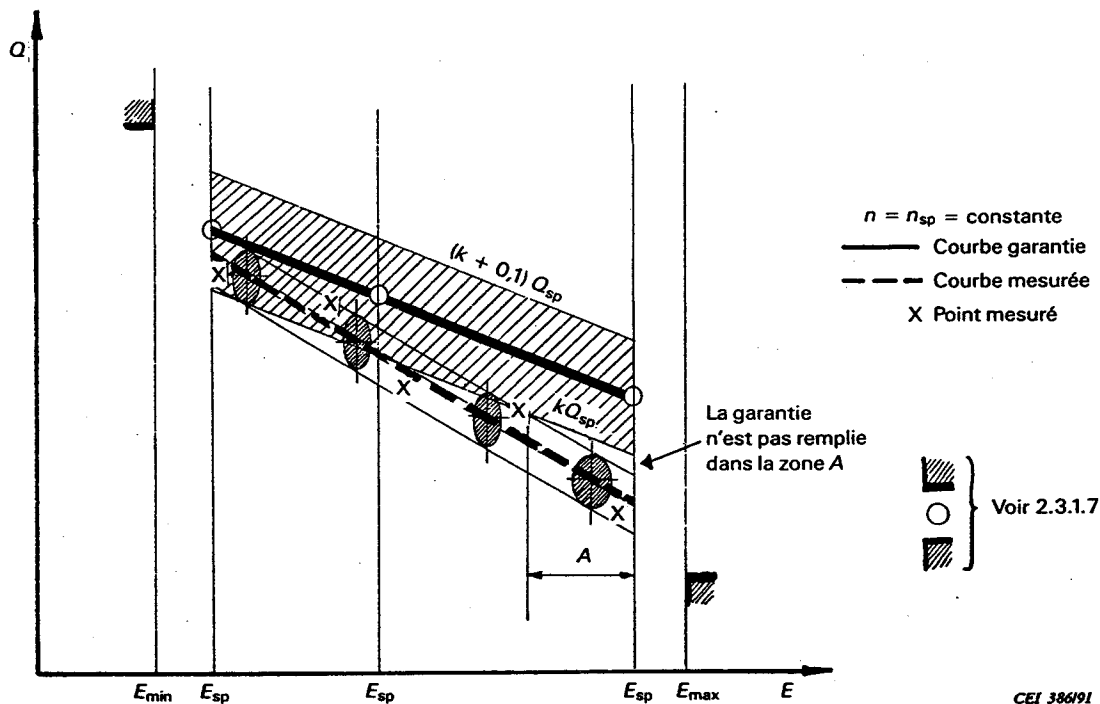


Figure 20 – Pompe

6.3.3 Rendement (voir 3.2.4)

6.3.3.1 Turbine réglable

Le rendement mesuré η est porté, avec sa bande d'incertitude, en fonction de la puissance de la turbine P ou du débit Q (voir 3.2.4.1), transposés en tant que de besoin à l'énergie hydraulique massique et à la vitesse spécifiées (voir 6.1.2).

Si, au cours des essais, la puissance ou le débit garanti est dépassé, le fournisseur a la possibilité de désigner comme base pour la détermination du rendement moyen une valeur de la puissance ou du débit qui a été atteinte, à condition qu'elle ne dépasse pas la puissance garantie (voir 6.3.1) ou le débit garanti (voir 6.3.2) de plus de 10 % (voir figure 21). Cette nouvelle valeur de référence de la puissance ou du débit sera soumise à toutes les limitations prévues au contrat. Cette possibilité pourra être utilisée pour réduire le montant d'une pénalité, mais non pour augmenter celui d'une prime. La valeur nouvellement choisie de la puissance ou du débit doit être considérée comme valeur de référence pour toute autre garantie (vitesse instantanée maximum maximorum, pression instantanée maximum maximorum ou minimum minimorum, érosion de cavitation, etc.); le même pourcentage d'augmentation doit être appliqué à toutes les puissances, ou à tous les débits, correspondant aux diverses énergies hydrauliques massiques spécifiées, sauf si cela conduisait à des valeurs qui ne soient pas tolérables pour la machine électrique.

6.3.2.3 Non-regulated/regulated pump

As shown in figure 20, the specified limits with regard to specified specific hydraulic energies are defined – if not otherwise agreed – by a lower limit kQ_{sp} and a higher limit $(k + 0,1)Q_{sp}$, k being a mutually agreed value lying somewhere between 0,9 and 1,0; normally the value of k is 0,95. The choice of k shall be compatible with the discharge specified limits corresponding to E_{min} and E_{max} , if any. In Figure 20 the guarantee is not met in the range A .

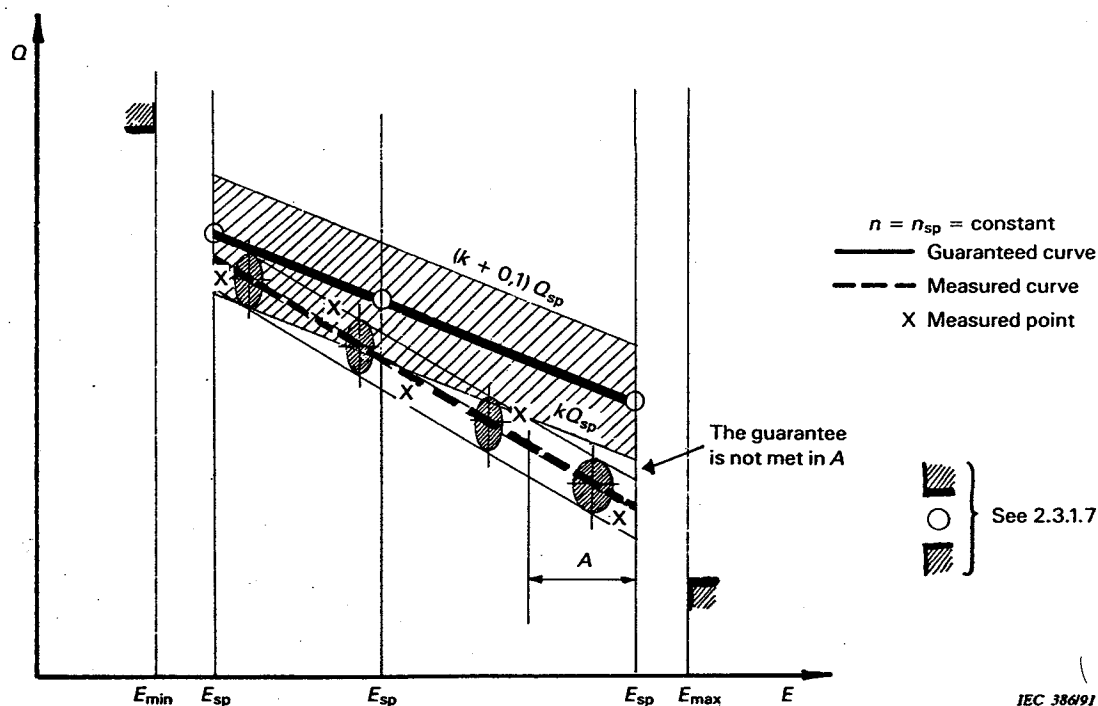


Figure 20 – Pump

6.3.3 Efficiency (see 3.2.4)

6.3.3.1 Regulated turbine

The measured efficiency η is plotted with the uncertainty bandwidth against the turbine power P or discharge Q (see 3.2.4.1) converted as necessary to correspond to the specified specific hydraulic energy and speed (see 6.1.2).

If the guaranteed power or discharge is exceeded on test, the supplier may have the option of naming a power or a discharge attained but not greater than 10 % above the guarantee power (see 6.3.1) or discharge (see 6.3.2) as a basis for determining the average efficiency (see Figure 21). This new reference power or discharge will be subject to any limitation specified in the contract. These newly chosen values of power or discharge may be used to reduce the amount of penalty, but not to increase the amount of premium. The newly chosen power or discharge shall be considered as reference power or discharge for all other guarantees (maximum momentary overspeed, maximum/minimum momentary pressure, cavitation pitting, etc.); the chosen rate of increase shall be applied to all the powers (discharges) corresponding to the other specified specific hydraulic energies, except those not tolerated by the electric machine.

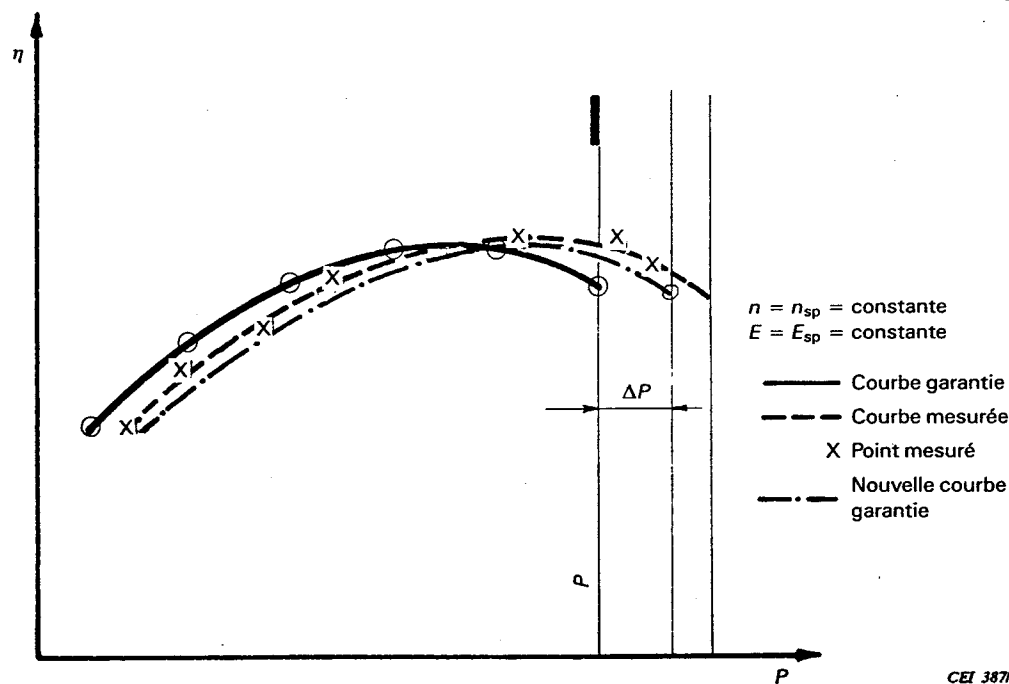


Figure 21 – Turbine réglable

- a) Lorsque la garantie est donnée pour une ou plusieurs valeurs spécifiées de la puissance ou du débit ou sous forme de courbe (voir 3.2.4.1 a)), elle est remplie si, à la vitesse de rotation et pour l'énergie hydraulique massique spécifiées, les valeurs garanties ou la courbe garantie se trouvent au-dessous de la limite supérieure de la bande d'incertitude totale dans toute la gamme spécifiée de puissance ou de débit (voir figures 21a), b) et c)).

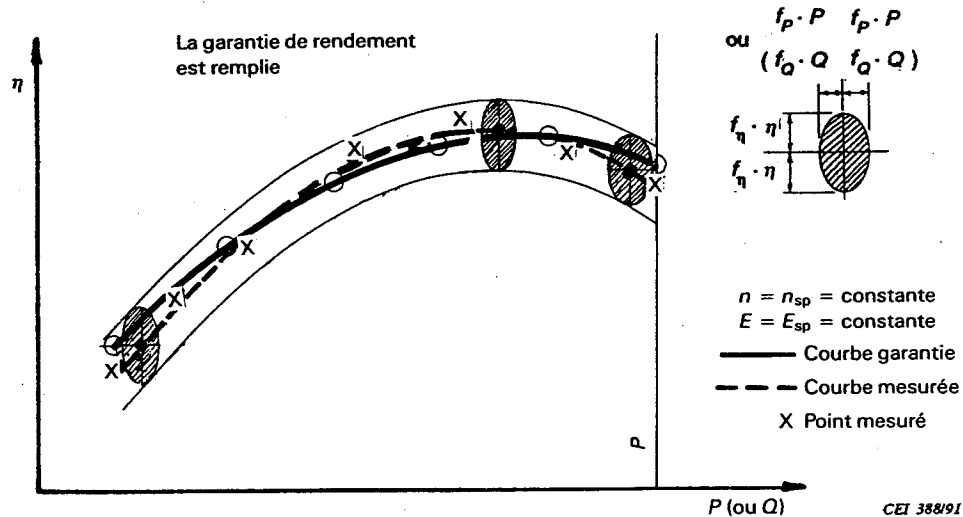


Figure 21 a – Turbine réglable

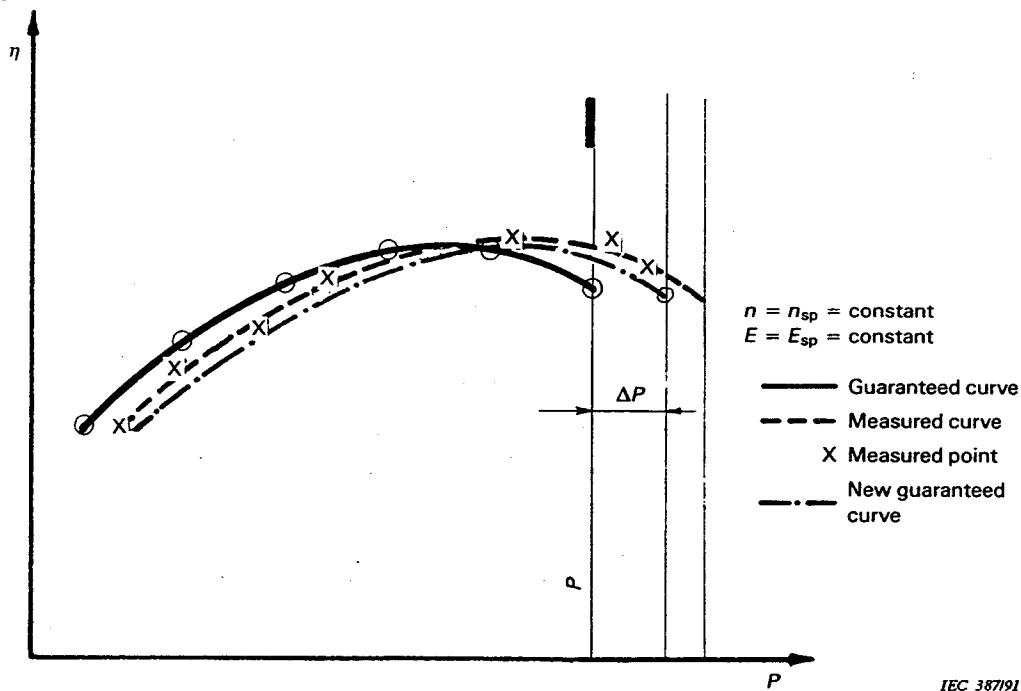


Figure 21 – Regulated turbine

- a) If the guarantee is given at one or more individual specified powers or discharges or as a curve (see 3.2.4.1 a)), it is met if, at the specified speed and specified specific hydraulic energy, the guaranteed single values or the guaranteed curve lie below the upper limit of the total uncertainty bandwidth over the specified power (or discharge) range (see Figure 21a), b) and c)).

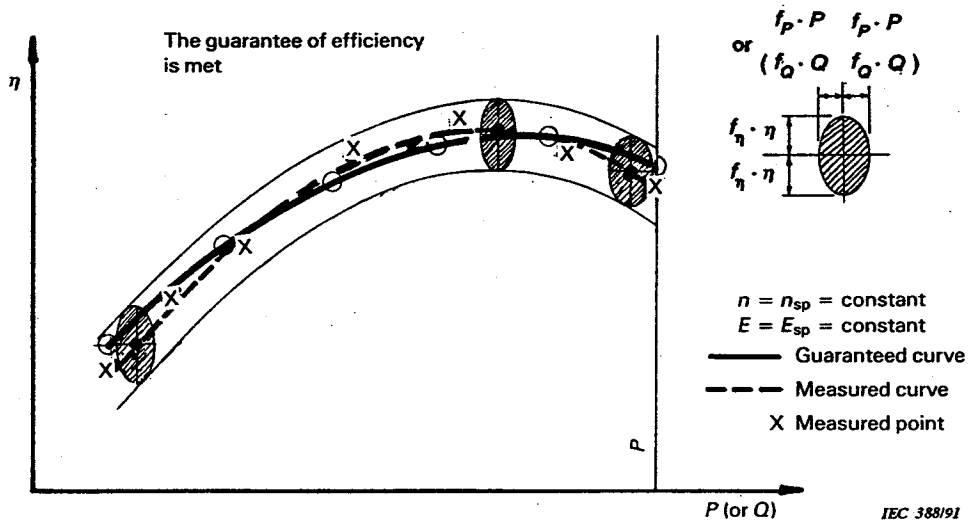


Figure 21 a – Regulated turbine

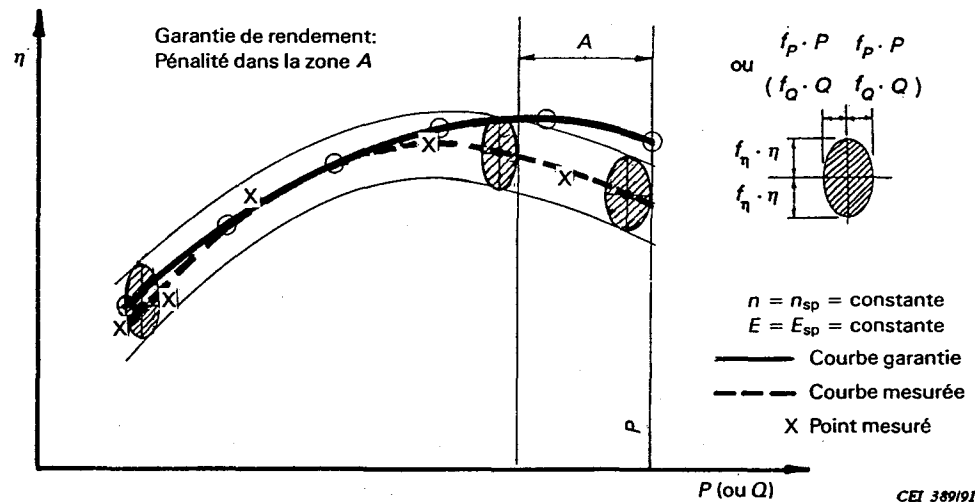


Figure 21 b – Turbine réglable

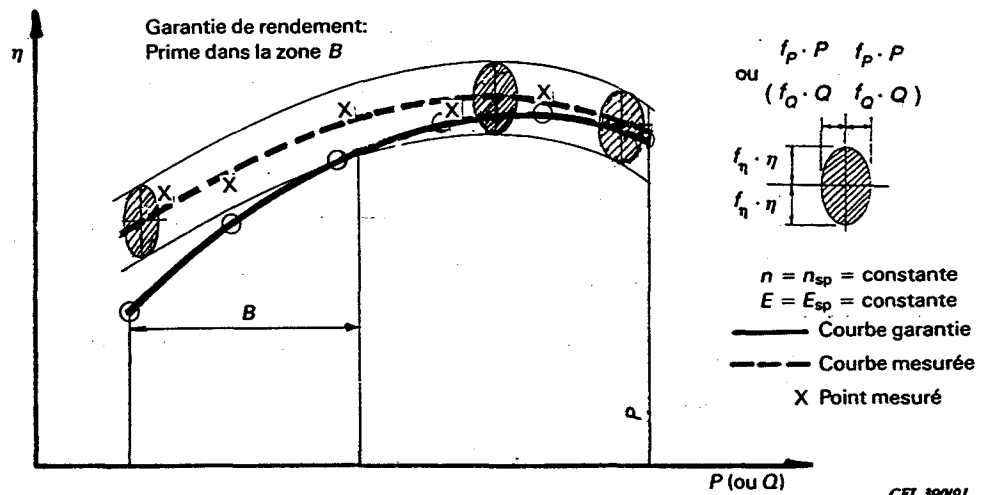


Figure 21 c – Turbine réglable

- b) En variante lorsque la garantie est donnée sous forme d'un rendement moyen pondéré ou arithmétique (voir 3.2.4.1 b) et c)) elle est remplie si, à la vitesse de rotation et pour l'énergie hydraulique massique spécifiées, le rendement moyen garanti est inférieur au rendement moyen calculé à partir de la limite supérieure de la bande d'incertitude totale pour les mêmes valeurs spécifiées de la puissance (ou du débit).

6.3.3.2 Turbine non réglable

Le rendement mesuré η est porté, avec sa bande d'incertitude, en fonction de l'énergie hydraulique massique E (voir 3.2.4.2) transposée, si nécessaire, à la vitesse de rotation spécifiée (voir 6.1.2).

- a) Lorsque la garantie est donnée pour une ou plusieurs valeurs spécifiées de l'énergie hydraulique massique ou sous forme de courbe (voir 3.2.4.2 a)), elle est remplie si, à la vitesse de rotation spécifiée, les valeurs garanties ou la courbe garantie se trouvent au-dessous de la limite supérieure de la bande d'incertitude totale dans toute la gamme spécifiée d'énergie hydraulique massique (voir figure 22).
- b) En variante lorsque la garantie est donnée sous forme d'un rendement moyen pondéré ou arithmétique (voir 3.2.4.2 b) et c)), elle est remplie si, à la vitesse de rotation spécifiée, le rendement moyen garanti est inférieur au rendement moyen calculé à partir de la limite supérieure de la bande d'incertitude totale pour les mêmes valeurs spécifiées de l'énergie hydraulique massique.

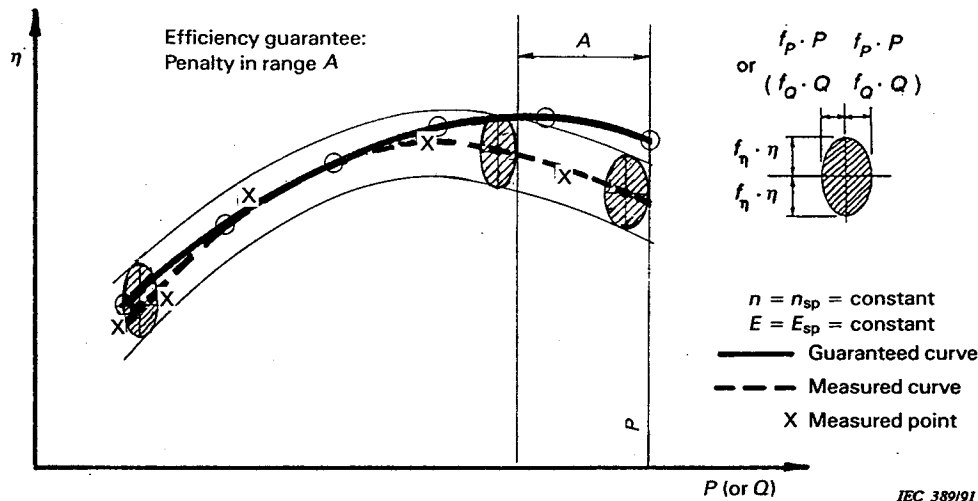


Figure 21 b – Regulated turbine

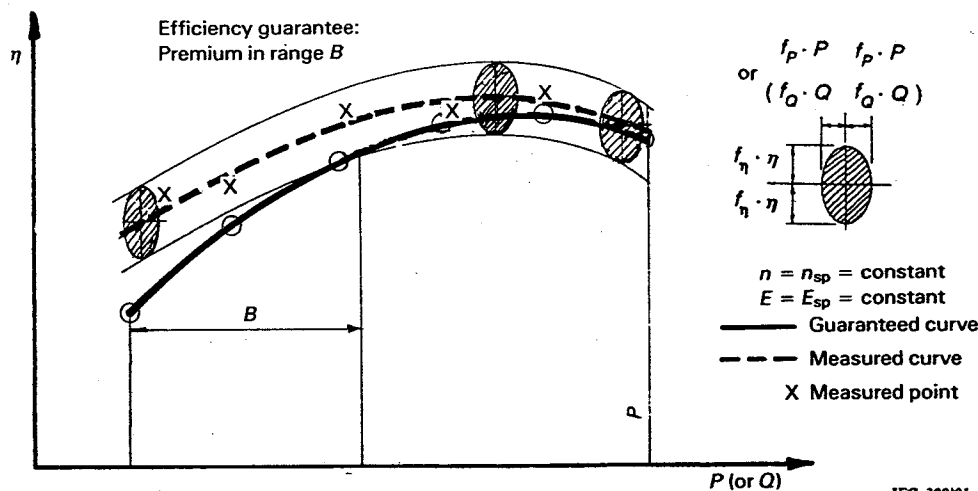


Figure 21 c – Regulated turbine

- b) Alternatively, if the guarantee is given as a weighted or arithmetic average efficiency (see 3.2.4.1 b) and c)), the guarantee is met if, at the specified speed and specific hydraulic energy, the guaranteed average efficiency is exceeded by the average efficiency calculated at the same specified powers (or discharges), using the upper limit of the total uncertainty bandwidth.

6.3.3.2 Non-regulated turbine

The measured efficiency η is plotted with the uncertainty bandwidth against specific hydraulic energy E (see 3.2.4.2), converted – if necessary – to correspond to the specified speed (see 6.1.2).

- a) If the guarantee is given at one or more individual specified specific hydraulic energies or as a curve (see 3.2.4.2 a)), it is met if, at the specified speed, the guaranteed single values or the guaranteed curve lie below the upper limit of the total uncertainty bandwidth over the specified specific hydraulic energy range (see Figure 22).
- b) Alternatively, if the guarantee is given as a weighted or arithmetic average efficiency (see 3.2.4.2 b) and c)), the guarantee is met if, at the specified speed, the guaranteed average efficiency is exceeded by the average efficiency calculated at the same specified specific hydraulic energies using the upper limit of the total uncertainty bandwidth.

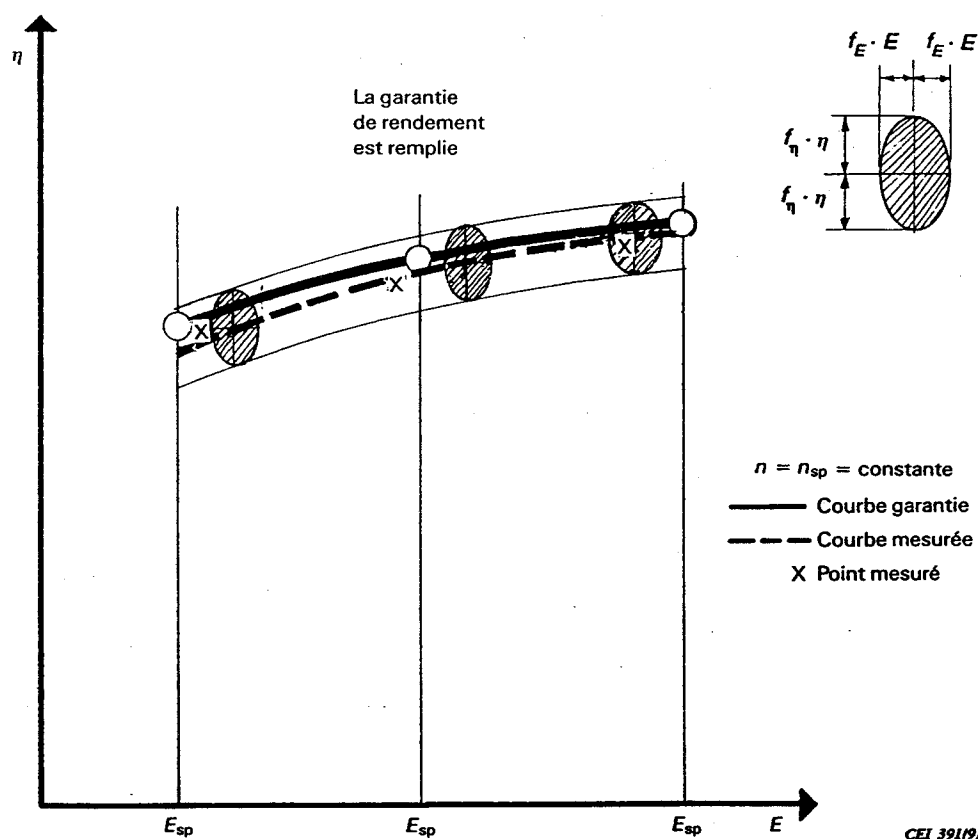


Figure 22 – Turbine non réglable

6.3.3.3 Pompe

Le rendement mesuré η est porté, avec sa bande d'incertitude, en fonction de l'énergie hydraulique massique E (voir 3.2.4.2) transposée, si nécessaire, à la vitesse de rotation spécifiée (voir 6.1.2).

- a) Lorsque la garantie est donnée pour une ou plusieurs valeurs spécifiées de l'énergie hydraulique massique ou sous forme de courbe (voir 3.2.4.2 a)), elle est remplie si, à la vitesse de rotation spécifiée, les valeurs garanties ou la courbe garantie se trouvent au-dessous de la limite supérieure de la bande d'incertitude totale dans toute la gamme spécifiée d'énergie hydraulique massique (voir figure 23).
- b) En variante lorsque la garantie est donnée sous forme d'un rendement moyen pondéré ou arithmétique (voir 3.2.4.2 b) et c)), elle est remplie si, à la vitesse de rotation spécifiée, le rendement moyen garanti est inférieur au rendement moyen calculé à partir de la limite supérieure de la bande d'incertitude totale pour les mêmes valeurs spécifiées de l'énergie hydraulique massique.

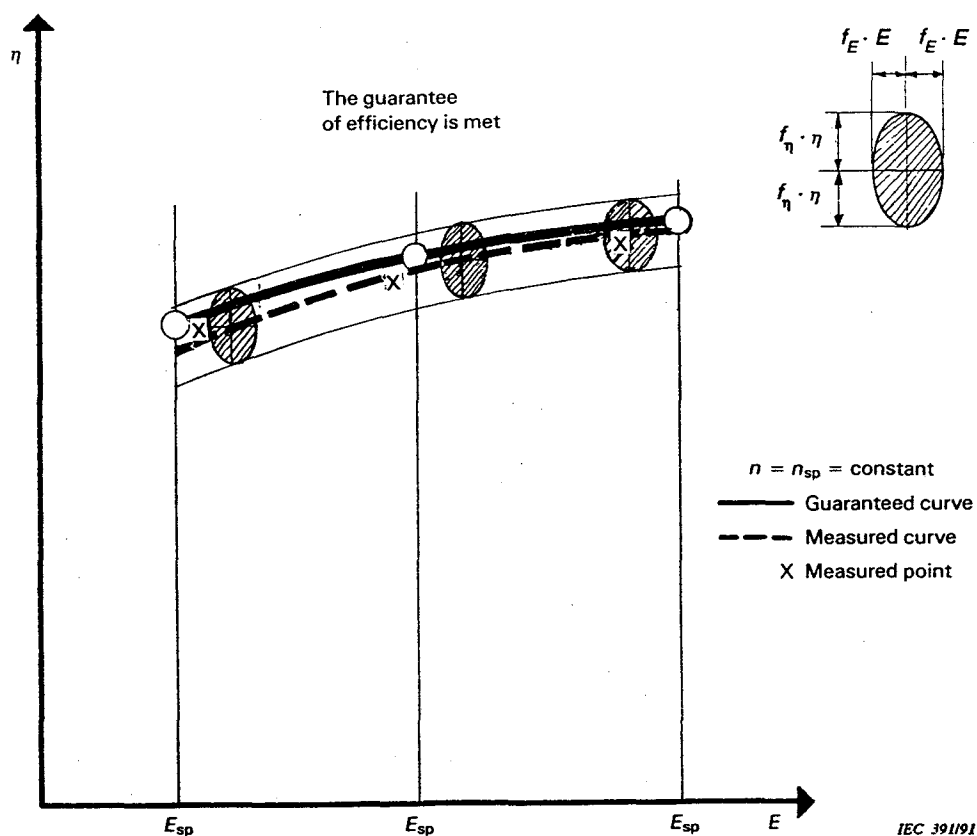


Figure 22 – Non-regulated turbine

6.3.3.3 Pump

The measured efficiency η is plotted with the uncertainty bandwidth against specific hydraulic energy E (see 3.2.4.2), converted – if necessary – to correspond to the specified speed (see 6.1.2).

- If the guarantee is given at one or more individual specified specific hydraulic energies or as a curve (see 3.2.4.2 a)), it is met if, at the specified speed the guaranteed single values or the guaranteed curve lie below the upper limit of the total uncertainty bandwidth over the specified specific hydraulic energy range (see Figure 23).
- Alternatively, if the guarantee is given as a weighted or arithmetic average efficiency (see 3.2.4.2 b) and c)), the guarantee is met if, at the specified speed, the guaranteed average efficiency is exceeded by the average efficiency calculated at the same specified specific hydraulic energies using the upper limit of the total uncertainty bandwidth.

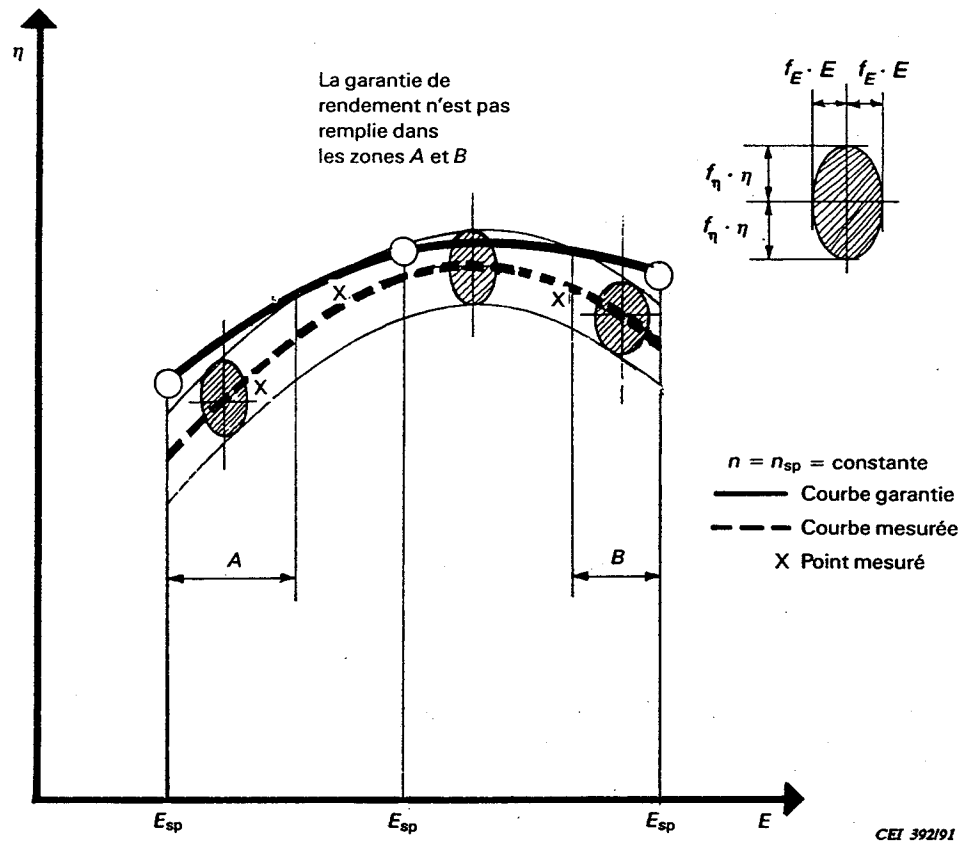


Figure 23 – Pompe

6.3.3.4 Pénalités et primes

Si le contrat prévoit une pénalité (ou une prime) pour défaut (ou excès) de rendement, le montant de cette pénalité (ou de cette prime) doit être calculé à partir de la différence entre la courbe de rendement garanti ou la valeur moyenne garantie d'une part, et la limite supérieure (ou inférieure) de la bande d'incertitude totale d'autre part, cette différence n'étant prise en compte, dans le cas d'une courbe garantie, que dans la zone où la garantie se trouve en dehors de la bande d'incertitude (voir zones A et B de la figure 23).

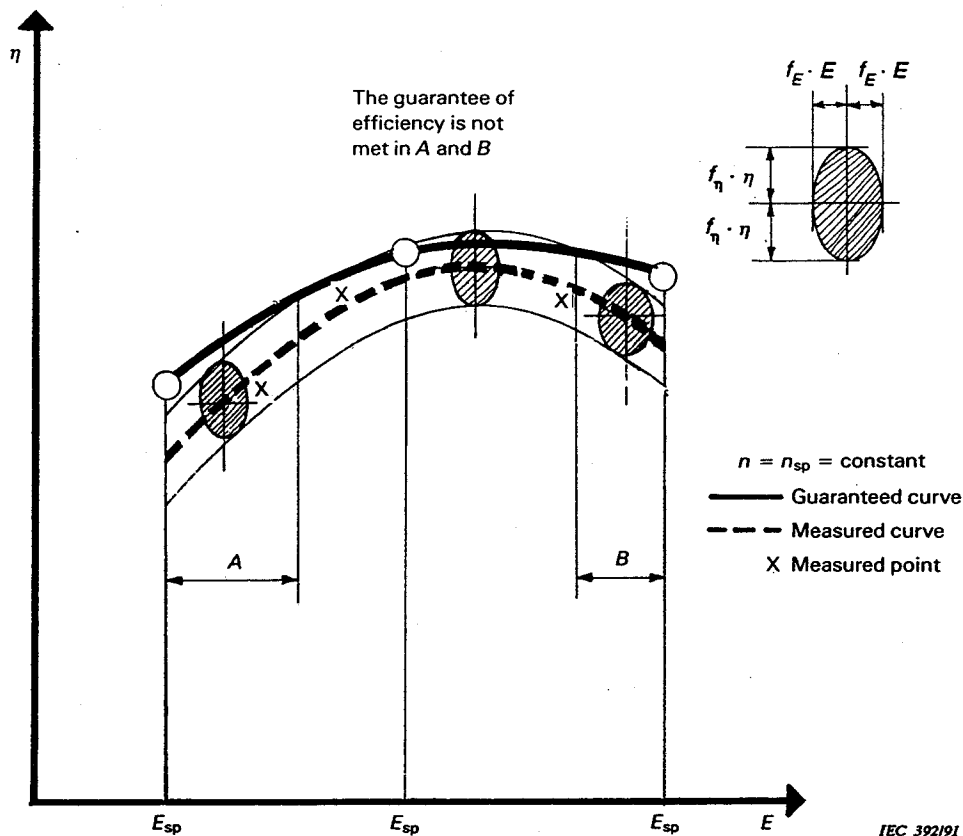


Figure 23 – Pump

6.3.3.4 Penalty and premium

If the contract provides for a penalty (or a premium) for lack (or excess) of efficiency, the amount of this penalty (or premium) shall be calculated from the difference between the guaranteed efficiency curve or guaranteed average value and the upper (or lower) limit of the total uncertainty band, this difference being taken into account in case of a guaranteed curve only within the range where the guarantee lies outside the uncertainty band (see zones A and B of figure 23).

SECTION TROIS – EXÉCUTION DE L'ESSAI POUR LA DÉTERMINATION DES CARACTÉRISTIQUES DE LA MACHINE EN RÉGIME TRANSITOIRE

7. Modalités d'exécution de l'essai et conditions à remplir

7.1 Conditions d'essai

7.1.1 Généralités

Le fonctionnement en régime transitoire (par exemple baisse de charge, déclenchement, etc.) occasionne des variations de pression et de vitesse qui dépendent du type de machine et du mouvement des organes de coupure (distributeur, injecteur et/ou robinets). Il peut s'y ajouter des variations et des fluctuations de pression d'amplitude significative qui ne sont pas directement attribuables aux variations de charge et qui se produisent dans certaines réalisations (par exemple pompe-turbine). Dans ce cas, il y a lieu qu'elles fassent l'objet de garanties séparées dans le contrat.

L'essai doit être réalisé, si possible, dans les conditions spécifiées les plus défavorables. Pour chaque installation, les conditions les plus défavorables seront déterminées soigneusement et feront l'objet d'un accord avant l'essai.

7.1.2 Variations de vitesse

7.1.2.1 Vitesse instantanée maximale

La définition en est donnée en 2.3.4.13.

Pour la plupart des turbines, la vitesse instantanée maximum maximorum (voir 2.3.4.14) intervient à la suite d'un déclenchement soudain lorsque la puissance est ramenée à zéro.

7.1.2.2. Vitesse d'emballement stabilisé

Les machines réglables sont généralement protégées du plein emballement par un dispositif adéquat de fermeture. Il en résulte que, pour la plupart des machines, la vitesse d'emballement stabilisé n'est généralement pas atteinte et peut donc être considérée comme une condition inhabituelle ou extraordinaire.

Sauf accord contraire, il est conseillé de ne pas procéder aux essais d'emballement stabilisé. Si ceux-ci sont réalisés, ils doivent l'être avec une énergie hydraulique massique réduite, de façon à diminuer la fatigue des machines, particulièrement de la machine électrique, en comparaison de celle qu'elles auraient subie en cas d'essais sous l'énergie hydraulique massique la plus élevée.

Dans le cas des machines non réglables, et dans le cas des machines réglables avec un dispositif de coupure ayant des temps de manœuvre importants, la vitesse d'emballement stabilisé est généralement dépassée au cours des déclenchements réalisés pendant la mise en service. C'est pourquoi un essai spécifique d'emballement stabilisé n'apparaît pas nécessaire.

7.1.3 Variations de pression

La pression instantanée maximum maximorum côté haute pression et la pression instantanée minimum minimorum côté basse pression se rencontrent normalement sur une turbine au cours d'un déclenchement lorsqu'une certaine charge est ramenée à zéro. La pression instantanée minimum minimorum côté haute pression et la pression instantanée maximum maximorum côté basse pression se rencontrent normalement au cours de l'ouverture du dispositif de coupure à partir de zéro ou de l'ouverture de marche à vide.

Dans le cas des pompes, les pressions minimale côté haute pression et maximale côté basse pression se rencontrent lors d'un déclenchement.

Sauf spécification contraire, les pressions instantanées doivent être mesurées dans les sections de référence.

SECTION THREE – EXECUTION OF TEST FOR THE DETERMINATION OF THE TRANSIENT CHARACTERISTIC OF THE MACHINE

7. Test conditions and procedure

7.1 Test conditions

7.1.1 General

Transient operating conditions (e.g. load rejections, power failure etc.) cause pressure and speed variations dependent on the type of machine and on the movement of the shut-off devices (i.e. guide vanes, needles and/or valves). In addition, superimposed pressure variations and fluctuations of significant magnitude, not directly attributable to operational changes, can occur in some applications (e.g. pump-turbines). In these cases, they should be the subject of a separate guarantee in the contract.

The test should be performed, if possible, under the specified worst conditions. For each plant the worst conditions should be determined carefully and agreed upon before the test.

7.1.2. Speed variations

7.1.2.1 Momentary overspeed

The definition is given in 2.3.4.13.

For most turbines, maximum momentary overspeed (sec 2.3.4.14) will occur following sudden load rejection when power is being reduced to zero.

7.1.2.2 Steady state runaway speed

Regulated machines are normally protected from full runaway speed condition through an adequate closing device. Accordingly for most machines, steady state runaway speed is not normally reached and runaway speed therefore may be considered as an unusual or extraordinary condition.

Unless otherwise agreed, it is recommended not to carry out steady state runaway speed tests. If carried out they should be performed at reduced specific hydraulic energy in order to keep the physical stress of the machines – particularly of the electrical machinery – low in comparison with the stress which may occur at tests under the full specific hydraulic energy.

For non-regulated machines and for regulated machines with shut-off devices which have long closing times, steady state runaway speed will normally be exceeded during load rejection which is performed during commissioning. Therefore a separate steady state runaway test is not necessary.

7.1.3 Pressure variations

The maximum momentary pressure on the high pressure side and the minimum momentary pressure on the low pressure side of a turbine normally occur during the shut-down operation when a specified load is reduced to zero. The minimum momentary pressure on the high pressure side and the maximum momentary pressure on the low pressure side normally occur during the opening movement of the shut-off device beginning from zero or from no-load opening.

For pumps, the minimum pressure on the high pressure side and the maximum pressure on the low pressure side occur during a power failure.

Unless otherwise specified the momentary pressure shall be measured at the reference sections.

7.2 Modalités d'exécution de l'essai et instrumentation

7.2.1 Prescriptions générales

Puisque les variations de pression et de vitesse dépendent du mouvement des dispositifs de coupure, il est nécessaire que ces grandeurs soient enregistrées simultanément.

7.2.2 Mesurage des variations de vitesse

L'instrumentation de mesure des variations de vitesse doit être capable d'atteindre une incertitude totale de mesure de $\pm 1,0\%$.

7.2.3 Mesurage des variations de pression

Des transducteurs de pression électriques ou des indicateurs à ressort peuvent être utilisés pour l'enregistrement des variations de pression. Ces dispositifs de mesure doivent être insensibles aux vibrations mécaniques et doivent être montés directement au ras de la paroi de la conduite chaque fois que cela est possible. Si l'instrument ne peut pas être monté directement sur la conduite, la tuyauterie de raccordement doit être métallique et aussi courte et rectiligne que possible. Les tubes souples ne sont pas admis.

Avant d'effectuer un mesurage, on doit purger la tuyauterie de l'air qu'elle peut contenir. L'acheteur et le fournisseur doivent se mettre d'accord sur une limite supérieure de la fréquence jusqu'à laquelle on doit prendre en compte les fluctuations de pression. La chaîne de mesure comprenant le transducteur et la tuyauterie doit reproduire les fluctuations de fréquence inférieure à la limite sans distorsion liée à un amortissement ni résonance dans la prise de pression. Les fluctuations de fréquence plus élevée doivent être filtrées de façon appropriée.

La fréquence de coupure du filtre doit être choisie en fonction des fréquences caractéristiques du système hydraulique.

La valeur maximale admissible de l'incertitude totale de mesure vaut $\pm 100 \times p^{-0,25}\%$ (où p est exprimé en pascals).

8. Calcul et analyse des résultats

8.1 Transposition des résultats

Dans les cas où il n'est pas possible d'effectuer les essais dans les conditions spécifiées, les valeurs mesurées doivent être transposées par le calcul. Cette transposition peut être faite de façon simplifiée et approchée, si les conditions suivantes sont remplies:

a) pour la variation de pression:

$$0,9E_{sp} < E < 1,1E_{sp}$$

b) pour la variation de vitesse:

$$0,9E_{sp} < E < 1,1E_{sp}$$

et

$$0,9P_{sp} < P < 1,1P_{sp}$$

c) le temps de fermeture est supérieur à 1,5 fois la période des ondes de pression dans la conduite;

d) l'ouverture du distributeur (ou de l'injecteur), celle des pales de la roue dans le cas d'une machine à double réglage et le temps de fermeture sont approximativement les mêmes que dans les conditions spécifiées.

7.2 Test procedure and instrumentation

7.2.1 General requirements

Since the pressure and speed variations depend on the movement of the shut-off devices, all three quantities shall be recorded simultaneously.

7.2.2 Measurement of speed variations

Instrumentation for measurement of speed variations shall be capable of attaining a measurement total uncertainty of $\pm 1,0\%$.

7.2.3 Measurement of pressure variations

Electrical pressure transducers or spring-type indicators may be used for recording pressure variations. The measuring devices shall be insensitive to mechanical vibration and shall be connected directly (flush) to the penstock wall whenever this is possible. If the instrument cannot be directly connected to the penstock, the piping shall be as short and straight as possible and made of metal. Flexible tubes are not allowed.

Air shall be purged out of the piping before measurement. Purchaser and supplier shall agree upon an upper frequency limit up to which pressure fluctuations shall be accounted for. The measuring chain including transducer and piping shall reproduce fluctuations with frequencies lower than the limit without distortion by damping or resonance in the measuring tap. Fluctuations with higher frequency shall be removed by appropriate filtering.

The basis of the limiting frequency for the filter is given by the specific frequency characteristics of the hydraulic system.

The maximum permissible value of measurement total uncertainty shall be $\pm 100 \times p^{-0,25}\%$ (where p is in pascals).

8. Computation and analysis of results

8.1 Conversion of results

In those cases where it is not possible to perform the test under specified conditions, the measured values shall be converted by calculation. This conversion can be made in a simplified and approximate manner, if the following conditions are fulfilled:

a) for pressure variation:

$$0,9E_{sp} < E < 1,1E_{sp}$$

b) for speed variation:

$$0,9E_{sp} < E < 1,1E_{sp}$$

and

$$0,9P_{sp} < P < 1,1P_{sp}$$

c) the closing time is greater than 1,5 times the period of the pressure waves in the penstock;

d) the guide vane (needle) opening, the runner/impeller blade opening in case of a double regulated machine, and the closing time are approximately the same as for the specified conditions.

Les formules suivantes ne sont applicables qu'aux turbines réglables à réaction, en excluant les pompes-turbines fonctionnant en turbine. Pour les turbines à action, seule la formule de transposition de la pression est applicable.

Si avant le mesurage:

$$E = K_E \cdot E_{sp} \quad \text{et} \quad P = K_P \cdot P_{sp}$$

les variations Δp_{sp} et Δn_{sp} que l'on aurait dans les conditions spécifiées peuvent être calculées d'après les valeurs mesurées de variation de pression $\Delta p = p_m - p_i$ et de variation de vitesse $\Delta n = n_m - n_i$ (voir figure 4a, figure 4b et figure 3) comme suit*:

$$\Delta p_{sp} \approx \frac{\Delta p}{K_E^{1/2}} \quad \text{et} \quad \Delta n_{sp} \approx \Delta n \cdot \frac{K_E^{3/2}}{K_P^2}$$

8.2 Comparaison avec les garanties

8.2.1 Nature et étendue des garanties

Les garanties sur la pression instantanée maximale ou minimale (voir 2.3.5.6 et 2.3.5.7) et sur la vitesse instantanée maximale (voir 2.3.4.13 et 2.3.4.14) de la machine hydraulique sont données dans les conditions de fonctionnement les plus défavorables dans tout le domaine d'énergie hydraulique massique E (voir 3.2.6).

8.2.2 Respect des garanties

Les garanties sont satisfaites si, prenant en compte l'incertitude totale de mesure (voir 7.2.2 et 7.2.3), ainsi que les éventuelles tolérances**:

- les valeurs mesurées dans les conditions spécifiées les plus défavorables, ou transposées à celles-ci, sont à l'intérieur des limites garanties;
- les valeurs mesurées sont à l'intérieur des limites obtenues par interpolation de la garantie.

Le contrat doit préciser l'interprétation à donner et les tolérances applicables lorsque des variations et des fluctuations de pression se superposent au signal moyen (voir 7.1.1).

*Justification des formules:

En régime permanent, les relations suivantes sont approximativement valables à l'intérieur d'un domaine étroit: pour une turbine Francis par exemple:

$$Q \sim a_0 \cdot E^{1/2}; \quad T_s \sim a_0 \quad (\text{où } T_s \text{ est le temps de fermeture}); \quad P \sim Q \cdot E \sim a_0 \cdot E^{3/2}.$$

Les variations de pression et de vitesse s'expriment respectivement par:

$$\Delta p \sim Q/T_s \sim E^{1/2} \quad \text{et} \quad \Delta n \sim P \cdot T_s \sim a_0^2 \cdot E^{3/2} \sim P^2 \cdot E^{-3/2}.$$

Les expressions de Δp_{sp} et Δn_{sp} sont obtenues à partir des relations ci-dessus, combinées avec $E = K_E \cdot E_{sp}$ et $P = K_P \cdot P_{sp}$.

**L'incertitude sur l'estimation de l'interaction de la machine hydraulique et des conduits d'amenée peut nécessiter une tolérance sur les garanties qui doit être précisée dans le contrat; sans cela, cette tolérance est nulle.

Exemples de tolérance:

- vitesse instantanée maximale: 10% de la variation garantie de vitesse incluant l'incertitude de mesure;
- pression instantanée maximale ou minimale: $\Delta(\Delta p_{sp}) = (K \cdot \Delta p_{sp})^{0,5}$

où:

$$K = 5\,000 \text{ Pa}$$

$\Delta(\Delta p_{sp})$ = tolérance sur la variation de pression garantie exprimée en pascals, et incluant l'incertitude de mesure.

The following formulae shall be applied only for regulated reaction turbines excluding pump-turbines operating in turbine mode. For impulse turbines, only the formula for conversion of pressure rise is applicable.

If before measurement

$$E = K_E \cdot E_{sp} \quad \text{and} \quad P = K_P \cdot P_{sp}$$

the variations Δp_{sp} and Δn_{sp} , which are to be expected under specified conditions, can be calculated from the measured values of the pressure variation $\Delta p = p_m - p_i$ and speed variation $\Delta n = n_m - n_i$ (see Figures 4a, 4b and Figure 3) as follows*:

$$\Delta p_{sp} \approx \frac{\Delta p}{K_E^{1/2}} \quad \text{and} \quad \Delta n_{sp} \approx \Delta n \cdot \frac{K_E^{3/2}}{K_P^2}$$

8.2 Comparison with guarantees

8.2.1 Nature and extent of guarantees

Guarantees for the limits of the momentary pressure (see 2.3.5.6 and 2.3.5.7) and of the momentary overspeed (see 2.3.4.13 and 2.3.4.14) of the hydraulic machine are given for the whole range of specific hydraulic energy E under the worst operating conditions (see 3.2.6).

8.2.2 Fulfilment of guarantees

The guarantees are fulfilled if, taking into account the measurement total uncertainties (see 7.2.2 and 7.2.3) and tolerances, if any**:

- a) the values measured under or converted to the specified worst conditions are within the guaranteed limits;
- b) the measured values are within the limits obtained by interpolation from the guarantee.

In the case of superimposed pressure variations and fluctuations, (see 7.1.1) their interpretation and applicable tolerances have to be stated in the contract.

*Basis for the formulae:

under steady state conditions the following relations are approximately valid within a narrow range:
for a Francis turbine for example:

$$Q \sim a_0 \cdot E^{1/2}; \quad T_s \sim a_0 \quad (\text{where } T_s \text{ is the closing time}); \quad P \sim Q \cdot E \sim a_0 \cdot E^{3/2}.$$

For pressure variation $\Delta p \sim Q/T_s \sim E^{1/2}$.

For speed variation $\Delta n \sim P \cdot T_s \sim a_0^2 \cdot E^{3/2} \sim P^2 \cdot E^{-3/2}$.

The expressions of Δp_{sp} and Δn_{sp} are obtained from the above relations, combined with $E = K_E \cdot E_{sp}$ and $P = K_P \cdot P_{sp}$.

**The inexact prediction of the interaction between hydraulic machine and water ways may require a tolerance on the guarantees to be stated in the contract; otherwise this tolerance shall be zero.

Examples of tolerance are:

- momentary overspeed: 10% of the guaranteed speed variation, including the measurement uncertainty;
- momentary pressure: $\Delta(\Delta p_{sp}) = (K \cdot \Delta p_{sp})^{0.5}$

where:

$K = 5\,000 \text{ Pa}$

$\Delta(\Delta p_{sp})$ = tolerance of the guaranteed pressure variation in pascals including the measurement uncertainty.

SECTION QUATRE — MÉTHODES DE MESURAGE

9. Introduction

9.1 Rendement

Le but d'un essai de réception sur le site, réalisé conformément à la présente norme, est de comparer les performances hydrauliques atteintes aux garanties données par le fournisseur, ce qui demande la détermination des valeurs absolues de l'énergie hydraulique massique, du débit, de la puissance mécanique, de la vitesse de rotation et du rendement.

Le rendement peut être déduit de la puissance mécanique P échangée avec la machine électrique, et de la puissance hydraulique P_h échangée avec l'eau. Suivant les définitions données en 2.3.9.3, le rendement de la machine hydraulique vaut:

$$\eta = P/P_h \quad \text{pour une turbine,}$$

$$\eta = P_h/P \quad \text{pour une pompe.}$$

La puissance hydraulique et la puissance mécanique sont traitées respectivement en 9.2 et 9.3. Ce procédé suppose la mesure du débit (voir article 10), de l'énergie hydraulique massique (voir article 11), de la puissance électrique ou mécanique (par une méthode directe) (voir article 12) et de la vitesse de rotation (voir article 13).

Le rendement peut aussi être obtenu, plus directement, à partir de l'augmentation de température de l'eau résultant des pertes, en utilisant la méthode thermodynamique (voir article 14). Le rendement s'écrit alors:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_m = \frac{E_m}{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m} \cdot \frac{P}{P_m} \quad \text{pour une turbine,}$$

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_m = \frac{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}{E_m} \cdot \frac{P_m}{P} \quad \text{pour une pompe.}$$

L'avantage essentiel de la méthode thermodynamique est d'éviter la mesure du débit.

A côté de ces méthodes, un essai indiciel est souvent réalisé sur le site. De tels essais ne donnent habituellement que des informations relatives sur le débit et, donc, sur le rendement. Cependant, quand la méthode de mesures du débit relatif est étalonnée par des mesures absolues du débit, l'essai indiciel peut être utilisé pour compléter un essai de réception, aux régimes de fonctionnement où l'incertitude des mesures absolues devient trop grande. Dans ces circonstances, l'essai indiciel (voir article 15) fait partie de l'essai de réception sur le site.

9.2 Puissance hydraulique

9.2.1 Définition

La définition de la puissance hydraulique est donnée en 2.3.8.1.

Sa détermination implique la connaissance de l'énergie hydraulique massique de la machine et du débit-masse dans la section de référence haute pression (indice 1).

La relation de calcul s'écrit: $P_h = E(\varrho Q)_1 \pm \Delta P_h$.

SECTION FOUR — METHODS OF MEASUREMENT

9. Introduction

9.1 Efficiency

A field acceptance test on a hydraulic machine in accordance with this standard aims at comparing the achieved hydraulic performance with the guarantees given by the supplier. This involves the evaluation of absolute values of specific hydraulic energy, discharge, mechanical power, rotational speed and efficiency.

Efficiency may be calculated from the mechanical power P exchanged with the electrical machine and the hydraulic power P_h exchanged with the water. According to the definition given in 2.3.9.3, the efficiency of the hydraulic machine is:

$$\begin{aligned}\eta &= P/P_h && \text{for a turbine,} \\ \eta &= P_h/P && \text{for a pump.}\end{aligned}$$

The determination of the hydraulic power and of the mechanical power is dealt with in 9.2 and 9.3 respectively. This method involves the measurement of discharge (see Clause 10), specific hydraulic energy (see Clause 11), electrical or mechanical power (by direct method) (see Clause 12) and rotational speed (see Clause 13).

Efficiency may also be obtained in a more direct way from the water temperature increase due to the losses, using the thermodynamic method (see Clause 14). Efficiency is then expressed as:

$$\begin{aligned}\eta &= \eta_h \cdot \eta_m = \frac{E_m}{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m} \cdot \frac{P}{P_m} && \text{for a turbine,} \\ \eta &= \eta_h \cdot \eta_m = \frac{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}{E_m} \cdot \frac{P_m}{P} && \text{for a pump.}\end{aligned}$$

The basic advantage of the thermodynamic method is represented by the fact that it does not require the measurement of the discharge.

Besides these methods, an index test is often conducted on site. In normal conditions, such a test gives only relative information on the discharge and thus on the efficiency. However, when the relative discharge measuring method is calibrated by an absolute method of discharge measurement, the index method may be further used to extend an acceptance test to running conditions for which the uncertainty of the absolute measurements becomes too large. In such cases, the index test (see Clause 15) can be considered as a part of the field acceptance test.

9.2 Hydraulic power

9.2.1 Definition

The definition of hydraulic power is given in 2.3.8.1.

Its evaluation requires knowledge of the specific hydraulic energy of the machine and of the mass flow rate through the high pressure reference section (subscript 1).

The formula is: $P_h = E(\rho Q)_1 \pm \Delta P_h$.

9.2.2 Débit-masse

Le débit-masse (voir 2.3.4.2), dans la section de référence 1, peut être différent du débit dans la section de mesure, si de l'eau est injectée ou soutirée entre ces deux sections. Toute injection ou tout soutirage qui n'est pas indispensable au fonctionnement satisfaisant du groupe doit être interrompu pendant les mesurages (période de stabilisation comprise), pour éviter une incertitude accrue et de multiples mesurages de débit.

Il devra être tenu compte des autres échanges d'eau.

9.2.3 Correction de la puissance hydraulique

9.2.3.1 Analyse de la correction

La correction ΔP_h sera déterminée après une analyse appropriée des définitions contractuelles et des conditions locales. En principe, la puissance hydraulique d'un échange d'eau nécessaire au bon fonctionnement de la machine hydraulique doit lui être imputée.

Cette analyse doit tenir compte des points suivants:

- sens de l'échange d'eau avec le circuit principal et position du point d'échange par rapport à la section de jaugeage et par rapport à la machine;
- utilité du débit échangé pour le bon fonctionnement de la machine hydraulique;
- fonctionnement de la machine en pompe ou en turbine.

Par exemple, de l'eau soutirée entre la section de jaugeage et une machine fonctionnant en turbine, et qui n'est pas nécessaire à la marche de la turbine, entraînera une diminution de P_h .

9.2.3.2 Détermination de la correction

Le débit-masse et l'énergie hydraulique massique de tout soutirage et de toute injection seront déterminés. Ces énergies hydrauliques massiques ne sont pas nécessairement égales à E , particulièrement dans les machines multi-étagées.

Comme ces débits auxiliaires ne représentent généralement qu'une faible fraction du débit principal, une évaluation approximative sera suffisante et restera sans effet significatif sur l'incertitude de mesure. Il est recommandé de préciser les échanges d'eau dans le contrat et de prévoir leur contrôle au moment des essais.

Comme la plupart des échanges d'eau nécessaires au bon fonctionnement de la machine sont utilisés à des fins précises (par exemple réfrigération des paliers), les pertes correspondantes sont mesurées ou aisément déterminées, si bien qu'un mesurage est rarement nécessaire pour la seule détermination de ΔP_h .

Une valeur approchée de l'énergie hydraulique massique de l'eau échangée peut aussi être utilisée.

9.2.3.3 Cas de la méthode thermodynamique

La méthode thermodynamique détermine le rendement, sans connaissance de la puissance hydraulique. Cependant, si de l'eau est échangée avec le circuit principal, il doit en être tenu compte (voir 14.5.3).

9.2.2 Mass flow rate

The mass flow rate (see 2.3.4.2) at reference section 1 may differ from that at the measuring section, due to the transfer of water to or from the system between these two sections. All transfers not necessary to the proper operation of the unit shall be stopped during the measurements (stilling period included) to avoid increased uncertainty and multiple measurements of discharge.

Account shall be taken of the remaining transfers.

9.2.3 Hydraulic power correction

9.2.3.1 Analysis of correction

The correction term ΔP_h will be evaluated after a relevant analysis of contractual definitions and local conditions. As a rule, hydraulic power transfer necessary to the proper operation of the hydraulic machine shall be charged to it.

This analysis shall be conducted taking into account:

- whether the auxiliary discharge is injected in or taken from the main circuit before or after the discharge measuring section and before or after the machine;
- whether the auxiliary discharge is used or not for the proper hydraulic machine operation;
- whether the machine operates as a turbine or as a pump.

For example, any water taken off between the discharge measuring section and a machine in turbine mode and not used for the turbine operation will induce a negative contribution to P_h .

9.2.3.2 Evaluation of correction

The mass flow rate of transferred water and the relevant specific hydraulic energy shall be used for evaluating each correction. This relevant specific hydraulic energy may differ from E , especially in multi-stage machines.

Since such transfers are generally a small fraction of the main discharge, a simple evaluation will be sufficient and will have no significant effect on the measuring uncertainty. It is recommended that all water transfers are specified in the contract and may be checked at time of test.

Since most transfers necessary to the correct operation of the machine are needed for specific purposes (for instance, cooling of the bearings), and therefore the relevant losses are measured or easily evaluated, a specific measurement for ΔP_h evaluation will then seldom be necessary.

An approximated value of transfer specific hydraulic energy may also be used.

9.2.3.3 Case of the thermodynamic method

Whenever the thermodynamic method is used, the hydraulic power is not needed for the evaluation of the efficiency. However, if there are water transfers, it is necessary to take them into account (see 14.5.3).

9.2.4 Masse volumique de l'eau

La masse volumique de l'eau doit être déterminée pour la pression et la température régnant dans la section de jaugeage. Le tableau EII de l'annexe E donne les valeurs de la masse volumique de l'eau pure. Dans certains cas, il peut être nécessaire de mesurer la masse volumique de l'eau, par exemple au moyen d'une méthode statique (voir 11.4.7.1).

9.3 Puissance mécanique

Habituellement, la puissance (puissance mécanique de la machine) est déterminée électriquement, en mesurant la puissance active aux bornes de la machine électrique et en tenant compte des pertes mécaniques et électriques dans la machine électrique et de toutes les pertes précisées en 2.3.8.3. Cette méthode est dite indirecte. Pour de petits groupes de faible puissance, la méthode directe peut être utilisée; elle consiste à déterminer la puissance mécanique sur l'arbre de la machine hydraulique en mesurant le couple et la vitesse de rotation, les pertes concernées étant prises en compte (voir 2.3.8.3). La méthode directe s'impose quand la machine hydraulique n'est pas directement couplée à une machine électrique.

Le développement des méthodes de mesure du couple conduit à recommander au chef d'essai d'étudier la possibilité d'utiliser la méthode directe et l'incertitude que l'on peut en attendre.

Toutes les informations nécessaires au calcul de la puissance mécanique par la méthode indirecte sont fournies en 12.1: mesurage de la puissance électrique (12.1.1) et mesurage ou calcul des différentes pertes (12.1.2). Le mesurage de la puissance mécanique par la méthode directe est traité en 12.2.

10. Débit

10.1 Généralités

Le mesurage du débit dans une installation hydroélectrique ou dans une station de pompage ne peut être effectué avec la précision requise que si certaines prescriptions propres à la méthode utilisée sont respectées. C'est donc l'intérêt des parties concernées de choisir la ou les méthodes à utiliser pour l'essai de réception dès la conception de l'installation, des aménagements ultérieurs pouvant être coûteux ou même irréalisables. Il est conseillé de prévoir la mise en œuvre de deux méthodes de type différent, par exemple une méthode de mesurage global du débit et une méthode fournissant des informations sur le profil de l'écoulement.

10.1.1 Choix de la méthode de mesurage

10.1.1.1 Le choix de la ou des méthodes de mesurage du débit peut avoir une influence directe sur le déroulement et la durée des essais. Parmi les critères de choix d'une méthode, on peut citer:

- a) les limitations imposées par la conception de l'installation;
- b) le coût du montage et celui du matériel spécial;
- c) les limitations imposées par les contraintes d'exploitation, par exemple vidange des ouvrages, fonctionnement à charge ou à débit constant, etc.

10.1.1.2 Le mesurage du débit, en vue d'un essai de réception conforme à la présente norme CEI, doit être réalisé au moyen d'une méthode absolue. Toutefois, il peut être utile de mettre en œuvre une méthode relative (méthode indicielle), soit pour obtenir des informations supplémentaires, soit pour faciliter certaines opérations (voir 15.1.3).

9.2.4 *Water density*

The density of water shall be determined for the pressure and the temperature prevailing in the discharge measuring section. Values of pure water density are tabulated in Appendix E, Table EII. In some cases, it may be necessary to measure the density of water, for example by a static method (see 11.4.7.1).

9.3 *Mechanical power*

Normally the power (mechanical power of the machine) is determined electrically by measuring the generator output (active output power) or motor input (active input power) and taking into account the mechanical and electrical losses in the electrical machine, and all the other losses specified in 2.3.8.3. This method is called indirect. In the case of small units of low capacity the direct method may be used; it consists of determining the power at the hydraulic machine shaft by means of devices measuring torque and rotational speed and taking account of the relevant losses (see 2.3.8.3). The direct method has to be used for hydraulic machines which are not directly coupled to an electrical machine.

Considering the development of torque measuring techniques, it is recommended that the Chief of test makes an analysis of the feasibility and of the expected uncertainty of the direct method.

All the elements necessary to determine the mechanical power by the indirect method are given in 12.1: electrical power measurement (12.1.1) and measurement or calculation of the various losses (12.1.2). The mechanical power measurement by the direct method is dealt with in 12.2.

10. **Discharge**

10.1 *General*

The measurement of discharge in a hydroelectric or pumped storage plant can be performed with the desired accuracy only 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 for two methods, for instance one method for gross discharge measurement and another giving information on the flow patterns.

10.1.1 *Choice of the method of measurement*

10.1.1.1 The choice of the method(s) for measuring discharge may dictate the conduct and duration of the performance test. Some of the factors that may affect this choice are:

- a) limitations imposed by the design of the plant;
- b) cost of installation and special equipment;
- c) limitations imposed by plant operating conditions, for example draining of the system, constant load or discharge operation, etc.

10.1.1.2 The discharge measurement for an IEC acceptance test shall be made by an absolute method. Nevertheless, it may be useful to resort to relative methods (index methods) either to gain supplementary information or to make easier some operations (see 15.1.3).

Les méthodes absolues décrites dans cette norme (voir 10.2 à 10.8) sont les suivantes: la méthode d'exploration du champ des vitesses à l'aide de moulinets ou de tubes de Pitot, la méthode pression-temps (méthode Gibson), les méthodes de traceurs avec mesurage soit du temps de transit soit de la dilution, les déversoirs normalisés à mince paroi, les dispositifs déprimogènes normalisés, et la méthode volumétrique. En complément, l'annexe J décrit la méthode acoustique que les parties peuvent choisir d'utiliser. En outre, la méthode thermodynamique de mesure du rendement (voir article 14) permet de déduire le débit des mesures de rendement, d'énergie massique et de puissance.

Les méthodes relatives telles que la méthode Winter-Kennedy, les dispositifs déprimogènes non normalisés, les déversoirs non normalisés, certaines formes simplifiées de la méthode acoustique, ou le mesurage d'une vitesse locale à l'aide d'un seul moulinet, peuvent être utilisées pour obtenir une valeur relative du débit ou même une valeur absolue si elles ont été étalonnées sur place par comparaison avec une méthode absolue. Certaines de ces méthodes relatives sont décrites à l'article 15.

- 10.1.1.3 Seules la méthode d'exploration du champ des vitesses au moyen de moulinets ou de tubes de Pitot et, dans une certaine mesure, la méthode acoustique utilisant plusieurs lignes de mesures, procurent des éléments d'information sur le profil de l'écoulement.

10.1.2 *Précision de mesure*

- 10.1.2.1 L'article 10 indique toutes les conditions requises pour effectuer des mesurages satisfaisants et donne une estimation de l'incertitude systématique probable lorsque ces conditions sont satisfaites.

Une méthode de mesurage n'est décrite en détail que s'il n'existe pas de normes par ailleurs. Chaque fois que cela est possible, l'on a fait référence à des normes existantes, et tout particulièrement à celles qui ont été publiées par l'Organisation Internationale de Normalisation (ISO) et qui sont bien adaptées aux exigences de cette norme d'essais. Dans certains cas, les prescriptions des normes ISO ont été complétées par quelques exigences supplémentaires qui sont apparues nécessaires du fait du champ d'application spécifique de cette norme d'essais.

- 10.1.2.2 Les valeurs réelles des incertitudes systématiques et aléatoires doivent être évaluées en tenant compte de l'ensemble du système de mesure et des conditions de fonctionnement. L'incertitude totale doit être calculée conformément à 6.2.

- 10.1.2.3 Couramment, la précision obtenue avec la méthode choisie ne peut être estimée qu'après que les résultats des essais en question ont été analysés (voir 6.2.3.4). Les valeurs numériques de l'incertitude systématique présentées dans cet article ne sont données qu'à titre indicatif. Elles sont valables uniquement:

- avec les meilleures conditions de mesurage;
- si toutes les exigences sont satisfaites;
- et si les essais et leur analyse sont réalisés par du personnel qualifié et expérimenté.

Si ces conditions ne sont pas satisfaites, l'augmentation de l'erreur systématique et aléatoire sur la mesure du débit ne peut pas être quantifiée.

The absolute methods described in this standard (see 10.2 to 10.8) are: the velocity-area method by means of current-meters or Pitot tubes, the pressure-time method (Gibson method), tracer methods either by transit-time or dilution measurement, standardized thin-plate weirs, standardized differential pressure devices, and volumetric gauging. In addition Appendix J describes the acoustic method which is optional. Moreover, the thermodynamic method of efficiency measurement (see Clause 14) permits discharge to be obtained as a derived quantity from efficiency, specific energy and power measurements.

Relative methods such as the Winter-Kennedy method, non-standardized differential pressure devices, non-standardized weirs or flumes, certain simple forms of acoustic method or local velocity measurement with a single current-meter may be used to obtain a relative value of the discharge or even an absolute value if they are calibrated in situ by comparison with an absolute method. Some of these relative methods are described in Clause 15.

10.1.1.3 Only the velocity-area method by means of current-meters or Pitot tubes and to some extent the acoustic method using several paths provide information on the flow pattern.

10.1.2 *Accuracy of measurement*

10.1.2.1 Clause 10 presents all the requirements for satisfactory measurements and estimates the systematic uncertainty to be expected when these requirements are satisfied.

A method of measurement is described in detail only when no standardized procedure exists elsewhere. Whenever possible, reference has been made to existing standards, especially to those published by the International Organization for Standardization (ISO) which are particularly suited to the precise requirements of this test standard. In some cases, the prescriptions of ISO Standards have been supplemented by a few additional requirements which appear necessary for the particular scope of this test standard.

10.1.2.2 The actual values of systematic and random uncertainties shall be evaluated taking into account the whole measuring system and the operating conditions. The total uncertainty shall be calculated in accordance with 6.2.

10.1.2.3 Frequently the accuracy achieved by the chosen method can be estimated only after the results of the tests at the given plant have been analysed (see 6.2.3.4). The numerical values of systematic uncertainty indicated in this clause are to be used only as guidance. They are valid only:

- with the best conditions of measurement;
- if all individual requirements are satisfied; and
- if the testing and analysis are carried out by qualified and experienced personnel.

If these conditions are not satisfied, there may be an unpredictable increase in both the systematic and random error of the discharge measurement.

10.1.3 Prescriptions générales

10.1.3.1 Stabilité de l'écoulement

Quelle que soit la méthode utilisée, un mesurage de débit dans le cadre d'un essai de réception n'est valable que si l'écoulement est permanent ou quasi permanent pendant chaque séquence. Il peut être considéré comme permanent si les variations de la puissance du générateur ou du moteur, de l'énergie hydraulique massique et de la vitesse de rotation sont progressives et n'excèdent pas les valeurs spécifiées en 5.2.1. Si ces prescriptions sont satisfaites, la valeur moyenne du débit calculée sur toute la durée de la séquence sera prise en compte; si elles ne sont pas satisfaites, la séquence doit être reprise à moins qu'on ne puisse repérer, à l'intérieur de la séquence initiale, une période suffisante pendant laquelle la stabilité de toutes les grandeurs en cause est satisfaite.

Dans la mesure du possible, on reportera sur un graphique les valeurs individuelles du débit en fonction du temps, de façon à évaluer la nature et l'importance des pulsations possibles.

10.1.3.2 Pertes, apports ou dérivations

Dans la mesure du possible, il ne doit y avoir ni fuites ni apports ni dérivations entre la section ou le tronçon de mesurage, et la section de référence. Si cela ne peut pas être évité, les débits d'apport ou de fuite doivent être mesurés avec une précision appropriée.

Lorsqu'une cheminée d'équilibre est raccordée sur le conduit hydraulique entre la section de mesurage et la machine, les oscillations du niveau libre devront normalement être amorties avant le démarrage d'une séquence. Si cela s'avérerait difficile du fait de la longueur du conduit (et donc de la durée de stabilisation), le mesurage du débit pourrait cependant être entrepris pour autant que l'on tienne compte du volume net d'eau échangé entre le conduit et la cheminée pendant toute la durée du mesurage (voir en 5.2 les limites acceptables de variation de l'énergie hydraulique massique).

10.2 Jaugeage aux moulinets

10.2.1 Principe de la méthode d'exploration du champ des vitesses

La méthode d'exploration du champ des vitesses nécessite l'emploi d'un certain nombre de moulinets à hélice que l'on doit positionner en des points précis d'une section droite convenablement choisie d'un canal découvert ou d'une conduite en charge. Le débit est alors obtenu par intégration sur toute la section de mesurage des vitesses locales déterminées simultanément. L'eau doit être suffisamment propre pour que les matières dissoutes ou en suspension n'affectent pas la précision des mesures pendant les essais. Plusieurs techniques d'intégration utilisables pour calculer le débit supposent que la répartition des vitesses suit de suffisamment près des lois connues, spécialement au voisinage des parois. Si ces techniques sont utilisées, il est essentiel de choisir une section de jaugeage où il est vraisemblable que cette hypothèse est approximativement vérifiée.

Le méthode peut être utilisée dans toute section de mesurage adéquate:

- d'une conduite fermée;
- d'un puits d'entrée;
- d'un canal découvert amont ou aval (canal d'amenée ou canal de fuite).

Si des mesures se font en canal découvert, celui-ci doit être artificiel, avec une section droite bien définie. Les cours d'eau naturels ne sont pas compatibles avec les exigences de la présente norme d'essais.

10.1.3 *General requirements*

10.1.3.1 *Steadiness of the flow*

Whatever the method used, a discharge measurement for acceptance test is valid only if the flow is steady or nearly steady during each run. It may be assumed steady if the variations in generator or motor power, in specific hydraulic energy and in rotational speed are gradual and do not exceed the values stated in 5.2.1. If these requirements are satisfied, the mean value of the discharge calculated over the whole run shall be used; if they are not satisfied, the run shall be repeated, unless a sufficient period of time within the run duration may be found, during which the steadiness of all the quantities involved is satisfied.

As far as possible, the individual readings of the discharge should be plotted against time to assess the nature and the extent of possible pulsations.

10.1.3.2 *Leakage, infiltration or diversion*

As far as possible, leakage, infiltration or diversion of water shall be avoided between the measuring section or the measuring length and the relevant reference section. If this cannot be avoided, the incoming or outgoing flow shall be measured with an appropriate accuracy.

Whenever a surge tank is connected to the waterway between the measuring section and the machine, water level oscillations should normally be allowed to damp out before a run is initiated. Should this be difficult due to the length of the waterway (and accordingly to the settling time), discharge measurement can however be conducted, provided care is taken of the net volume of water exchanged between the duct and the surge tank within the duration of the measurement (for allowable variations of specific hydraulic energy, see 5.2).

10.2 *Current-meter method*

10.2.1 *Principle of velocity-area method*

The velocity-area method requires a number of propeller-type current-meters located at specified points in a suitable cross-section of an open channel or closed conduit. Simultaneous measurements of local mean velocity with the meters are integrated over the gauging section to provide the discharge. The water must be sufficiently clean, such that dissolved or suspended matter will not affect the accuracy of the meter readings during the test. Some integration techniques which may be used to compute the discharge assume velocity distributions that closely approximate known laws, especially in the neighbourhood of solid boundaries. If these techniques are used, it is essential to select a measuring section where this hypothesis is likely to be approximately fulfilled.

The method may be used at any suitable measuring section in:

- a closed conduit or penstock;
- an intake structure;
- an upstream or downstream open channel (headrace or tailrace).

If an open channel is to be used, it must be an artificial channel of well-defined cross-section. Natural streams are excluded for tests under this standard.

Les dispositifs de mesure, les modalités et les limites d'application dépendent en partie du type de la section de mesure choisie. Des prescriptions générales applicables à toutes les sections de mesure sont données ci-après.

10.2.2 Prescriptions générales

10.2.2.1 Durée de mesure

Pour chaque moulinet, la durée de mesure doit être d'au moins 2 min. Si la vitesse de l'écoulement est sujette à des variations (voir 5.2.1), une séquence doit en couvrir au moins quatre périodes. Cela peut avoir une influence sur la totalité du programme d'essais. La durée de ces variations peut être déterminée en observant les évolutions de vitesse des moulinets pendant une période de 10 à 15 min pour au moins deux points de fonctionnement caractéristiques.

10.2.2.2 Nombre de points de mesure

Le nombre de moulinets doit être suffisant pour permettre d'obtenir une définition satisfaisante du champ des vitesses dans toute la section de mesure. Dans le cadre de cette norme, on n'a pas le droit d'effectuer des mesures en un seul point de la section. On trouvera également des renseignements dans l'ISO 3354, de 4.4.1 à 4.4.3.

En conduite circulaire, le nombre de points de mesure doit être d'au moins 13, dont un au centre de la section. En excluant le centre, le nombre Z de points de mesure par rayon peut être déterminé par la relation $4\sqrt{R} < Z < 5\sqrt{R}$ où R est le rayon intérieur de la conduite exprimé en mètres. Pour un nombre donné de moulinets, il est préférable d'augmenter le nombre de rayons instrumentés plutôt que d'augmenter le nombre de moulinets par rayon, en prenant garde toutefois de ne pas créer une obstruction excessive. L'obstruction centrale peut être réduite en utilisant des bras radiaux en porte-à-faux à partir de la paroi de la conduite. Si c'est le cas, on n'a besoin que d'un seul support passant effectivement par le centre de la conduite. Le gain à attendre d'une augmentation au-delà de 8 du nombre de moulinets par rayon, en excluant le moulinet central, ou du nombre de rayons instrumentés, est très faible.

En section rectangulaire ou trapézoïdale, le nombre de points de mesure doit être d'au moins 25. Si le champ des vitesses est susceptible d'être non uniforme, le nombre Z de points de mesure est déterminé par la relation:

$$24\sqrt[3]{A} < Z < 36\sqrt[3]{A}$$

où:

A est l'aire de la section de mesure exprimée en mètres carrés

Lorsque la conduite ou le canal est divisé en plusieurs branches, les mesures doivent être réalisées simultanément dans toutes celles-ci.

10.2.2.3 Types et spécifications générales des moulinets

Seuls doivent être utilisés des moulinets hydrométriques du type à hélice. Les impulsions électriques résultant de la rotation de l'hélice doivent être transmises par câbles jusqu'au dispositif de comptage et d'enregistrement de façon que la vitesse de rotation instantanée de l'hélice puisse être contrôlée pendant et après la séquence. Les moulinets doivent satisfaire aux prescriptions de l'ISO 2537 qui leur sont applicables. Ils doivent pouvoir supporter la pression de l'eau et la durée nécessaire d'immersion sans modification de leur étalonnage. Il peut être nécessaire de réduire la durée d'immersion lorsque l'eau est dure.

Test arrangements, procedures and limitations will depend to some extent on the characteristics of the selected measuring section. General requirements applicable to all measuring sections are given below.

10.2.2 General requirements

10.2.2.1 Duration of measurement

Measurements for each current-meter position shall last at least 2 min. If variations (see 5.2.1) in the water velocity are present, a run shall include at least four cycles of these variations. This may have an influence on the entire test programme. The duration of variations may be determined by observing the speed changes of the current-meters for 10 to 15 min for at least two typical conditions of operation.

10.2.2.2 Number of measuring points

The number of current-meters shall be sufficient to ensure a satisfactory determination of the velocity profile over the whole measuring section. A single-point measurement is not permitted under this standard. See also ISO 3354, 4.4.1 to 4.4.3.

At least 13 measuring points shall be used in a circular penstock, one of which shall be the centre point of the section. The number of measuring points per radius, Z , excluding the centre point, may be determined from $4\sqrt{R} < Z < 5\sqrt{R}$ where R is the internal radius of the conduit in metres. For any given number of current-meters, it is preferable to increase the number of radii than to increase the number of current-meters per radius, but care must be taken to avoid excessive blockage. Centre blockage can be reduced by cantilevering the radial supporting arms from the conduit wall. If this is done, only a single arm need extend to the centre of the conduit. Little advantage is gained by measurements on more than 8 radii or at more than 8 points per radius, excluding the centre point.

At least 25 measuring points shall be used in a rectangular or trapezoidal section. If the velocity distribution is likely to be non-uniform, the number of measuring points, Z , shall be determined from:

$$24\sqrt[3]{A} < Z < 36\sqrt[3]{A}$$

where:

A is the area of the measuring section in square metres

If the conduit or channel is divided into several sections, measurements shall be made simultaneously in all sections.

10.2.2.3 Types and general requirements of current-meters

Only propeller-type current-meters shall be used. The electrical impulses of the propeller rotation shall be transmitted by cables to the counting and recording device in such a way that the momentary speed of rotation of the propeller can be checked during and after the run. The current-meters shall fulfil the applicable requirements of ISO 2537. All meters shall be capable of withstanding the water pressure and the time of submergence without change in the calibration. It may be necessary to reduce the time of submergence where the water is hard.

Les hélices des moulinets doivent avoir un diamètre au moins égal à 100 mm excepté pour les mesurages dans la zone pariétale, où elles peuvent descendre jusqu'à 50 mm. La distance de l'arête de sortie de l'hélice au bord d'attaque de la perche support doit être au moins égale à 150 mm.

L'angle entre la direction de la vitesse locale et l'axe du moulinet ne devra pas excéder 5°. Quand des valeurs plus importantes sont inévitables, on doit utiliser des hélices auto-composantes qui mesurent directement la composante axiale de la vitesse, à condition de se limiter à des valeurs angulaires pour lesquelles elles ont été conçues et étalonnées (voir 6.1.5 de l'ISO 3354).

La réponse d'un moulinet peut être affectée par les composantes axiale et transversale de la turbulence de l'écoulement, cet effet ne pouvant pas être pris en compte lors de l'étalonnage qui est effectué en eau morte. Il est donc recommandé de choisir les types d'hélice qui sont les moins sensibles à la turbulence (hélices à grand moment d'inertie).

10.2.2.4 Etalonnage des moulinets

Sauf prescriptions indiquées ci-après, tous les moulinets doivent être étalonnés conformément à l'ISO 3455.

Les moulinets doivent être étalonnés avec le même type de fixation et de perche-support que celles qui seront utilisées lors des essais. Lorsqu'un moulinet est étalonné monté sur une perche verticale, celle-ci doit se prolonger d'au moins 150 mm au-dessous de l'axe de l'hélice. Il est souhaitable d'étalonner simultanément plusieurs moulinets disposés avec le même écartement que lors des essais.

Dans la mesure du possible, la gamme des vitesses d'étalonnage doit couvrir toute la gamme des vitesses locales atteintes lors des essais. Normalement, les vitesses d'étalonnage vont de 0,4 m/s à 6 m/s ou même 8 m/s, valeur à laquelle les vibrations imposent souvent de se limiter. Une extrapolation des courbes d'étalonnage plus de 20% au-delà de la vitesse maximale ne doit être faite qu'après accord mutuel, tout en sachant qu'il en résulte une augmentation de l'incertitude de mesure. Les hélices auto-composantes doivent être étalonnées jusqu'aux incidences et vitesses maximales d'essai prévisibles, tout en respectant l'angle relatif entre le support et l'écoulement oblique; aucune extrapolation n'est permise.

Dans la gamme de vitesse de 0,4 m/s à 6 m/s, l'étalonnage des moulinets devra normalement conduire à une incertitude systématique, au niveau de confiance de 95%, inférieure à 0,5%. En dehors de cette gamme, on doit s'attendre à une plus grande incertitude, selon les caractéristiques de la station d'étalonnage et des hélices.

Bien qu'en 4.6.2 on prévoie un étalonnage avant tout essai, on peut considérer que cela n'est pas nécessaire si des étalonnages sont effectués régulièrement et montrent des résultats cohérents. L'intervalle entre deux étalonnages dépend de la durée et des conditions d'utilisation des moulinets. Une valeur de 300 h de fonctionnement dans de l'eau non chargée peut être prise comme référence.

Le chef d'essai doit s'assurer qu'aucun dommage n'est intervenu pendant l'essai, en surveillant particulièrement les détériorations causées par des chocs, par la corrosion ou par l'abrasion. L'étalonnage d'un moulinet après essai n'est impératif que s'il semble avoir été endommagé.

10.2.3 Mesurages dans les conduites fermées

10.2.3.1 Généralités

Sauf restrictions données en 10.2.2 et 10.2.3.2, on appliquera l'ISO 3354.

Current-meter propellers shall be not less than 100 mm diameter except for measurements in the peripheral zone where propellers as small as 50 mm may be used. The distance from the trailing edge of the propeller to the leading edge of the mounting rod shall be at least 150 mm.

The angle between the local velocity vector and the axis of the current-meter should not exceed 5° . When larger angles are unavoidable, self-compensating propellers which measure directly the axial component of the velocity shall be used but only at angles for which they have been designed and calibrated (see 6.1.5 in ISO 3354).

The response of a current-meter can be affected by the axial and transverse components of the turbulence of the flow, and this effect cannot be taken into account during the calibration which is carried out in still water. Thus it is recommended to select the types of propeller which are the less sensitive to turbulence (propellers with a high moment of inertia).

10.2.2.4 Calibration of current-meters

Subject to the requirements stated below, all current-meters shall be calibrated in accordance with ISO 3455.

The current-meters shall be calibrated with the same type of mounting and mounting rod as that used during the test. If the current-meters are mounted on vertical rods during calibration, these shall extend at least 150 mm below the propeller shaft. It is desirable to calibrate several current-meters at the same time mounted at the same distance as will be used during the test.

The range of calibration velocities shall, if possible, cover the range of local velocities during the test. A normal calibration range is from 0,4 m/s to 6 m/s or even 8 m/s, the upper limit often being set by vibration. If extrapolation of the rating curve beyond 20% of the maximum calibration velocity is necessary, it shall be done only by mutual agreement and with the understanding that uncertainty in the measurement has been increased. Self-compensating propellers shall be calibrated at angles up to the maximum obliquity of the flow expected during the test and up to the maximum expected test velocity, the relative direction of the mounting rod and the oblique flow being respected; no extrapolation is permitted.

The estimated systematic uncertainty at 95% confidence level, due to current-meter calibration, should normally be less than 0,5% for velocities between 0,4 m/s and 6 m/s. Above and below those velocities, a greater uncertainty should be expected, depending on the characteristics of the calibration station and of the propellers.

Notwithstanding the fact that 4.6.2 requests calibration before a test, this may be considered as fulfilled if the current-meters are regularly calibrated showing consistent results. The time between calibrations depends on the duration and character of use of the current-meters. Three hundred hours of running time under favourable water conditions may be taken as a guide.

The Chief of test shall ascertain that no damage has occurred during the test, particularly deterioration caused by shocks, corrosion or abrasion. A calibration of a current-meter is imperative after the test only if it would seem to have been damaged.

10.2.3 Measurements in closed conduits (penstocks)

10.2.3.1 General

ISO 3354 shall apply subject to the restrictions given in 10.2.2 and 10.2.3.2.

10.2.3.2 Prescriptions complémentaires

Compte tenu de la précision requise par la présente norme les paragraphes de l'ISO 3354 indiqués ci-dessous seront modifiés et complétés comme suit:

Paragraphe 4.3 de l'ISO 3354:	Le mesurage direct de la fréquence du signal pour obtenir la vitesse de rotation de l'hélice n'est autorisé que dans la mesure où la résolution obtenue est suffisante pour atteindre la précision requise.
Paragraphe 6.3.5 de l'ISO 3354:	Un étalonnage statistique n'est autorisé que si le contrat le prévoit expressément.
Paragraphe 7.2.3 de l'ISO 3354:	Ce paragraphe n'est pas applicable pour des essais de réception effectués conformément à cette norme.
Annexes F et G de l'ISO 3354:	Compte tenu des prescriptions sévères de la présente norme, et du soin que l'on doit prendre pour effectuer les mesurages, on peut escompter que plusieurs composantes de l'erreur auront des valeurs inférieures à celles qui sont indiquées dans ces annexes.

10.2.4 Mesurages dans les conduites courtes ou les pertuis d'entrée

10.2.4.1 Généralités

On considérera qu'une conduite est courte si l'alignement droit disponible est inférieur à 25 diamètres.

Il n'existe pas de norme particulière consacrée aux mesurages de débit dans les conduites courtes ou les pertuis d'entrée, ce qui est tout particulièrement le cas des usines de basse chute. L'ISO 3354 peut être utilisée comme référence, spécialement les paragraphes traitant des prescriptions générales et des mesurages en section rectangulaire. Les prescriptions générales figurant en 10.2.2 de la présente norme sont également applicables. La principale difficulté de ce type de jaugeage provient de ce que la section de mesurage peut être située dans un conduit convergent de faible longueur entraînant aussi bien un écoulement oblique par rapport aux moulinets qu'un champ de vitesses irrégulier et/ou instable. Il y a lieu de tenter de pallier ces difficultés soit à l'aide de dispositifs de guidage (voir 10.2.4.2), soit en adoptant des méthodes de mesurage particulières (voir 10.2.4.3).

10.2.4.2 Tuyère d'entrée

On pourra prévoir l'installation d'une tuyère provisoire placée à l'entrée du pertuis (voir figure 24). Les avantages qui en résultent sont les suivants:

- écoulement rectiligne et parallèle;
- champ des vitesses plus stable et uniforme;
- augmentation à la fois de la vitesse moyenne et des vitesses locales au voisinage des parois, ce qui améliore la précision aux faibles charges;
- meilleure section de mesurage que dans le cas d'un canal d'alimentation découvert puisque l'aire est constante et qu'il n'y a donc plus besoin de mesurer le tirant d'eau.

Les inconvénients sont les suivants:

- coût et difficulté de fabrication et d'installation d'un tel dispositif;
- la modification de l'écoulement qui en résulte peut changer les performances de la machine. Certains essais ont cependant montré que cette influence était de faible importance;

10.2.3.2 Additional requirements

The accuracy required by this standard requires that specified subclauses of ISO 3354 be amended and supplemented as follows:

Subclause 4.3 of ISO 3354:	The direct measurement of signal frequency to obtain the rotational speed of the propeller is allowed, only if the resulting resolution meets the required accuracy.
Subclause 6.3.5 of ISO 3354:	A statistical calibration shall be permitted only if it is explicitly stated in the contract.
Subclause 7.2.3 of ISO 3354:	This subclause shall not be applicable for acceptance tests under this standard.
Annexes F and G of ISO 3354:	It may be expected that several components of error, as estimated in those annexes, could be slightly reduced owing to the stringent requirements of this standard and the care that must be exercised in making the measurements.

10.2.4 Measurements in short penstocks or intake structures

10.2.4.1 General

A penstock is defined as short if the straight length is less than 25 diameters.

No existing standard deals with discharge measurements in short penstocks or intakes, especially for low-head plants. ISO 3354 may be used as a guide especially the clauses stating general requirements and those dealing with rectangular cross-sections. Also applicable are the general requirements of 10.2.2 of the present standard. The main difficulty with this type of gauging arises from the fact that the measuring section may be located in a short converging conduit with uneven and/or unstable velocity distributions as well as oblique flow to the current-meters. Attempts should be made to remedy these difficulties either by a straightening device (see 10.2.4.2) or by special measuring techniques (see 10.2.4.3).

10.2.4.2 Bell-mouth nozzle

A temporary bell-mouth nozzle (see Figure 24) may be installed at the entrance to the intake structure. The advantages are:

- a straight and parallel flow;
- a more nearly uniform and stable velocity distribution;
- an increase in both the mean velocity and local velocities near the walls which increases the accuracy at low loads;
- a better measuring section than can be had in an open approach channel since the area is constant and depth measurements are eliminated.

The disadvantages are:

- the cost and difficulty of fabricating and installing such a structure;
- that the flow through the modified intake may change the performance of the machine. The available tests indicate this to be of little consequence;

- l'épaisseur de la couche limite turbulente peut être inférieure à la distance du moulinet extrême à la paroi. Cette épaisseur doit alors être déterminée par des mesurages ou par le calcul* et le débit dans la zone pariétale doit être calculé en tenant compte de la loi réelle de répartition des vitesses.

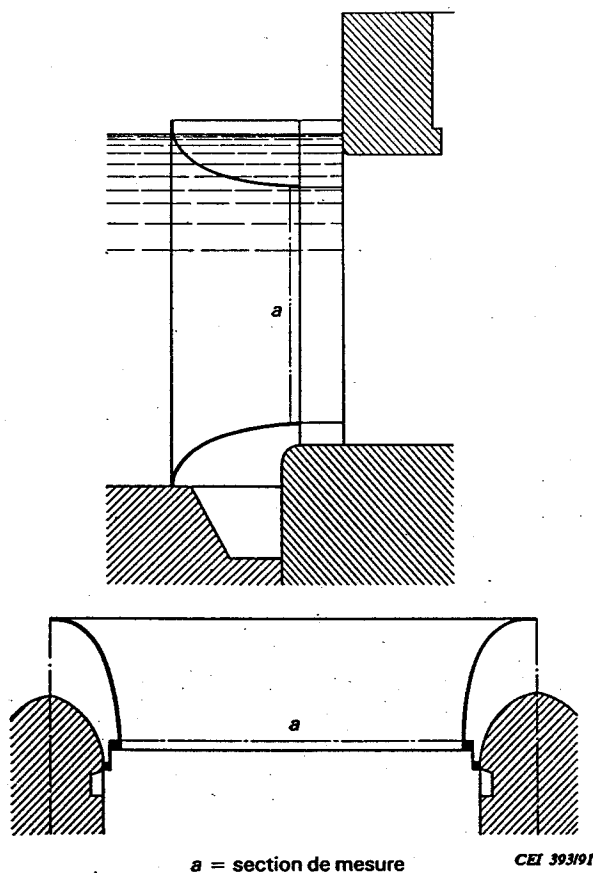


Figure 24 – Tuyère provisoire placée dans le pertuis d'entrée d'une turbine de basse chute

10.2.4.3 Mesurages en écoulement convergent

Les mesurages dans des conduits convergents avec des vitesses obliques par rapport à la section droite ne peuvent se faire sans l'accord des deux parties. Des méthodes de jaugeage ont été mises au point pour améliorer la précision mais elles nécessitent un personnel hautement expérimenté et il demeure difficile de prévoir les erreurs systématiques et aléatoires qui peuvent se produire.

L'une des méthodes consiste à remplacer la section droite par une surface équipotentielle normale aux lignes de courant. Cette surface peut être déterminée par similitude hydraulique ou aérodynamique, ou par analogie électrique. En chaque point de mesurage, les moulinets sont alors orientés suivant la direction présumée de la vitesse.

*On pourra calculer l'épaisseur δ de la couche limite turbulente en utilisant la formule:

$$\delta = 0,37x/(vx/\nu)^{0,2}$$

où:

x est la distance le long du conduit entre l'entrée et la section de mesurage
 v est la vitesse moyenne, et
 ν est la viscosité cinématique

- that the turbulent boundary layer thickness may be less than the distance from the wall to the outermost current-meter. This thickness shall be determined by test or calculation* and the discharge in the peripheral zone shall be computed with due regard to the actual velocity distribution.

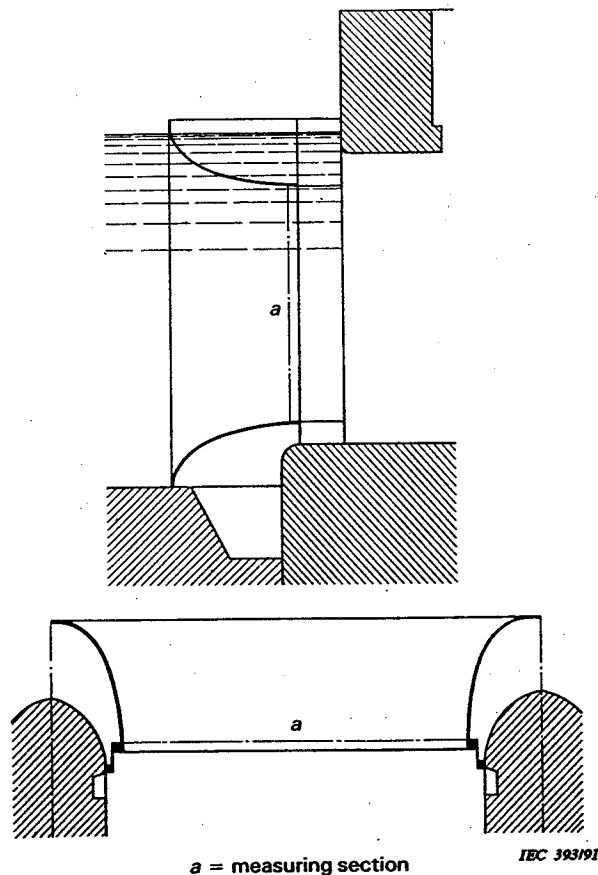


Figure 24 – Temporary nozzle or bell mouth placed in the intake of a low head turbine

10.2.4.3 Measurements in converging flow

Measurements in converging conduits with velocities oblique to the cross-section shall be allowed only by mutual agreement of the parties to the test. Gauging methods have been devised to improve the accuracy but they require highly-experienced personnel and it is difficult to predict the systematic and random errors which may arise.

In one method, the plane cross-section is replaced by an equipotential surface perpendicular to the streamlines. The surface may be determined by hydraulic or aerodynamic similitude or by electrical analogy. The current-meter axes are then aligned with the assumed velocity direction at each measuring point.

*The thickness, δ , of the turbulent boundary layer may be calculated by:

$$\delta = 0,37x/(vx/\nu)^{0,2}$$

where:

x is the distance along the conduit from inlet to measuring section
 v is the mean velocity, and
 ν is the kinematic viscosity

Une autre méthode consiste à effectuer, le long d'une section droite, une exploration angulaire du champ des vitesses. Au cours d'essais préliminaires effectués en chaque position de mesurage, les moulinets sont orientés successivement selon deux directions connues et les vitesses sont déterminées. Il faut prendre garde à ne pas modifier sensiblement la position des hélices. Cela peut nécessiter un déplacement du chariot.

La direction réelle de la vitesse est déduite de ces mesurages et de la courbe de réponse angulaire des hélices. Après cela, et avant d'effectuer le mesurage définitif, chaque moulinet est orienté, pour chaque position, selon une direction la plus proche possible de celle qui a été calculée. Dans la mesure où des ajustements individuels pour chaque moulinet peuvent poser des problèmes, on pourra conserver une certaine incidence à condition de la prendre en compte dans les calculs.

L'exploration angulaire sera faite pour deux régimes de fonctionnement, ou plus s'il s'avérait que la direction des vitesses variait avec la charge.

Les hélices auto-composantes (voir 10.2.2.3) sont les mieux appropriées pour cette méthode, pourvu qu'elles satisfassent aux autres prescriptions. Les hélices classiques sont utilisables pour peu que l'écoulement soit bidimensionnel dans la section convergente.

10.2.4.4 Jaugeage par intégration directe

Cette méthode est décrite en 7.2.2 et 7.3.2 de l'ISO 3354; elle ne peut être utilisée sans l'accord des deux parties à l'essai. En conduite rectangulaire, un support de moulinets horizontal ou vertical est déplacé à vitesse constante à travers la section droite (voir figure 25). Toute influence de la vitesse de déplacement sur les mesures peut être estimée en inversant le sens de déplacement du chariot support et en effectuant des mesurages avec le chariot à l'arrêt en plusieurs positions typiques. Ces contrôles doivent être effectués pour plusieurs débits. Cette méthode exige un équipement spécial assurant une translation des moulinets à vitesse constante et exempt de vibrations.

Des mesurages complémentaires à l'arrêt près du radier ou du plafond peuvent également être nécessaires si ces zones ne peuvent pas être balayées par le chariot en mouvement. Habituellement, cette méthode n'a d'intérêt que pour des conduits de grande section.

Another method uses a plane cross-section together with an exploration of the angularity of the velocity field. During preliminary tests, at each measuring position, the current-meter is aligned successively in two known directions and the velocities are measured. Caution shall be taken to keep the propeller closely to the same location. This may imply moving the supporting frame.

The actual direction of the velocity is calculated from these measurements and the angular response curve of the propeller. After that, each current-meter is aligned as closely as possible with the computed direction of the velocity at each position and the final measurement is made. Since individual adjustment of each current-meter may be difficult, some angularity may remain, that must be accounted for in the calculations.

The angular exploration is conducted for two load conditions of the machine, or more, if it appears that the velocity directions change with load.

Self-compensating propellers (see 10.2.2.3) are best suited for this method, provided they fulfil other requirements. Normal propellers may be accepted if the flow is two-dimensional in the converging section.

10.2.4.4 Direct integration method

This method is described in 7.2.2 and 7.3.2 of ISO 3354, and shall be allowed only by mutual agreement of the parties to the test. In a rectangular conduit, a vertical or horizontal row of meters is moved across the cross-section at constant speed (see Figure 25). Any influence of the transverse velocity on the measurements may be estimated by reversing the direction of motion of the supporting frame and by measurements with the frame at rest in several typical locations. These check runs should be made at several different flow rates. Special equipment is required for this method because the meters must be translated at constant speed and must also be free of vibrations.

Supplementary stationary measurements near the invert or ceiling may be required if these areas cannot be swept by the moving frame. Usually this method is advantageous only in conduits of very large cross-section.

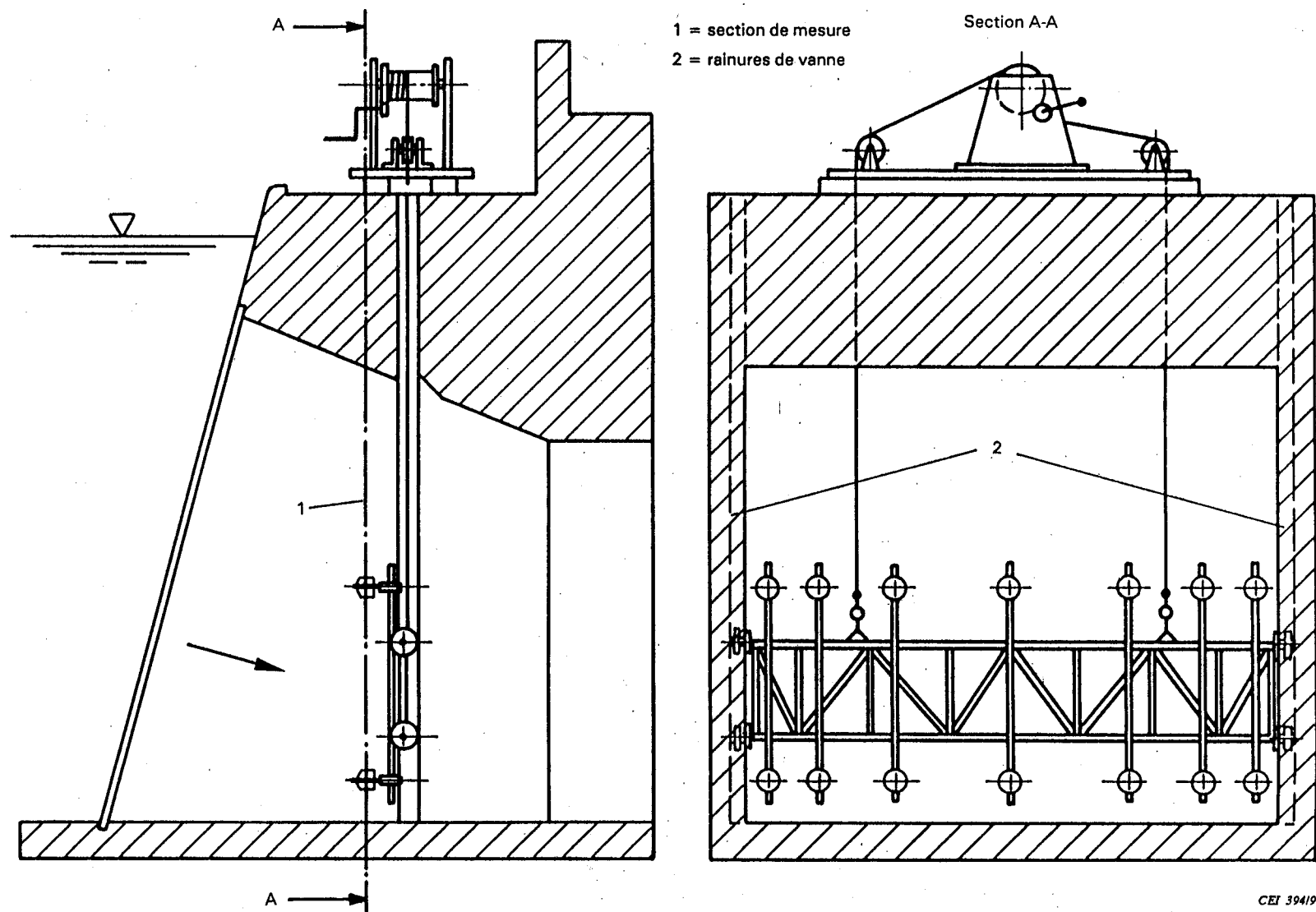


Figure 25 – Cadre support de moulinets pour mesure de débit

CEI 394191

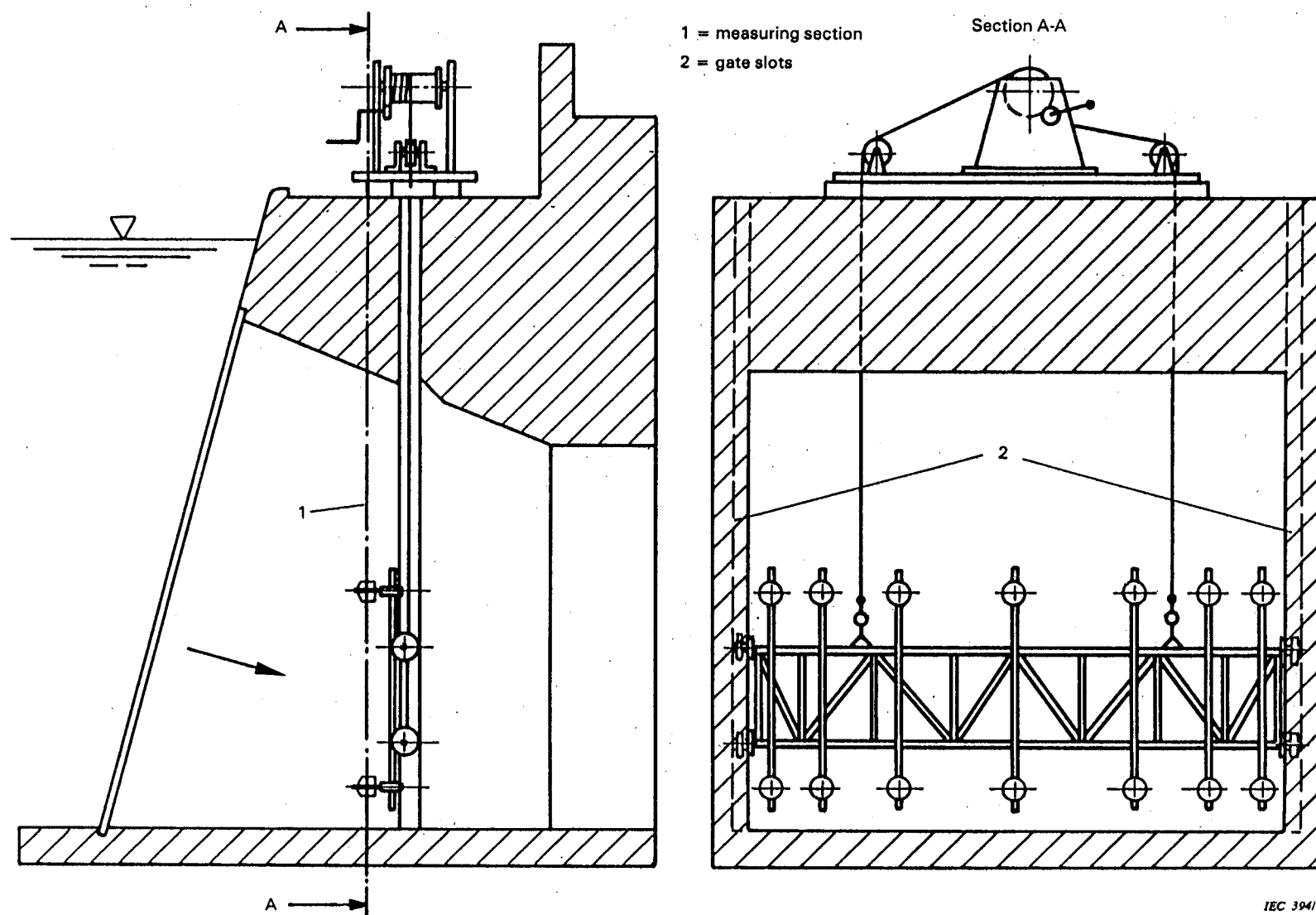


Figure 25 – Frame supporting current-meters for measuring discharge

10.2.5 Mesurages en canaux découverts

10.2.5.1 Généralités

Les jaugeages aux moulinets ne peuvent être effectués que dans des canaux artificiels (voir 10.2.1). Habituellement, ceux-ci ont une section droite rectangulaire ou trapézoïdale. C'est pourquoi l'ISO 748 n'est pas applicable dans son ensemble car elle ne vise pas l'obtention d'une précision suffisante pour des essais effectués selon la présente norme. Les parties qui en sont utilisables sont indiquées plus bas. En plus des prescriptions générales exposées en 10.2.1, les paragraphes qui suivent précisent les prescriptions particulières applicables aux mesurages en canaux découverts.

10.2.5.2 Choix de la section de mesurage

Outre les spécifications minimales exposées en 6.1 de l'ISO 748, la section de mesurage doit avoir une largeur et une profondeur supérieures à 0,80 m, ou bien huit fois le diamètre de l'hélice utilisée. Si nécessaire, le profil des vitesses dans la section de mesurage peut être amélioré en installant un ou plusieurs des dispositifs représentés dans la figure 26. La section de mesurage doit être disposée au minimum 10 rayons hydrauliques* à l'aval du dispositif le plus proche, sauf dans le cas d'un plafond noyé dont le rôle principal est d'assurer une meilleure définition de cette section. Certains de ces dispositifs améliorent la précision de la mesure de la profondeur en faisant disparaître les oscillations de la surface libre.

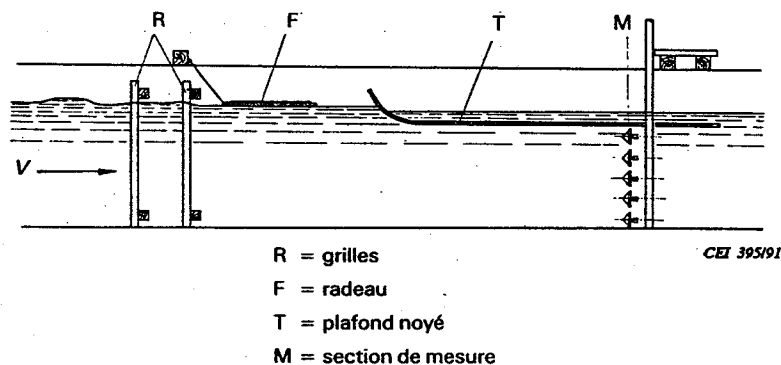


Figure 26 – Dispositifs pour stabiliser l'écoulement dans un canal découvert

10.2.5.3 Répartition des points de mesurage

On appliquera les mêmes prescriptions que pour une conduite fermée de section rectangulaire (voir 10.2.2.2 et 4.4 de l'ISO 3354), c'est-à-dire un nombre minimal de 25 points de mesurage situés aux intersections de 5 horizontales et de 5 verticales.

Les points de mesurage doivent être plus rapprochés dans les zones à fort gradient de vitesse, c'est-à-dire à proximité des parois, du fond et de la surface de l'eau. L'espacement des points doit normalement être tel que la différence des vitesses entre deux points adjacents ne dépasse pas 20% de la plus forte des deux valeurs. La distance minimale entre deux moulinets ne doit pas être inférieure à $d + 30$ mm où d est le diamètre extérieur des hélices. La distance de l'axe du moulinet le plus proche de toute surface mouillée doit être comprise entre $0,75 d$ au minimum et 200 mm au maximum. L'axe du moulinet supérieur de chaque verticale doit être à une distance du plan d'eau au moins égale au diamètre de l'hélice.

*Le rayon hydraulique est défini comme le quotient de l'aire de la section mouillée par le périmètre mouillé.

10.2.5 Measurements in open channels

10.2.5.1 General

Current-meter measurements may be made only in artificial channels (see 10.2.1). Usually these are rectangular or trapezoidal in cross-section. For this reason, ISO 748 is not applicable as it stands because it does not meet the standards of accuracy for tests under this standard. Specific sections which may be used are referenced below. In addition to the general requirements stated in 10.2.1, the following subclauses give the particular requirements that shall apply to measurements in open channels.

10.2.5.2 Choice of measuring section

In addition to the minimum requirements stated in 6.1 of ISO 748, the measuring section shall have both width and depth greater than 0,80 m or eight times the diameter of the propeller. If necessary, the flow pattern at the measuring section may be improved by the installation of one or more of the devices shown in Figure 26. The measuring section shall be at least ten times its hydraulic radius* downstream of the nearest device except the submerged roof whose main purpose is to better define the section. Some of these devices are effective in suppressing surface waves which increases the accuracy of the depth-measurement.

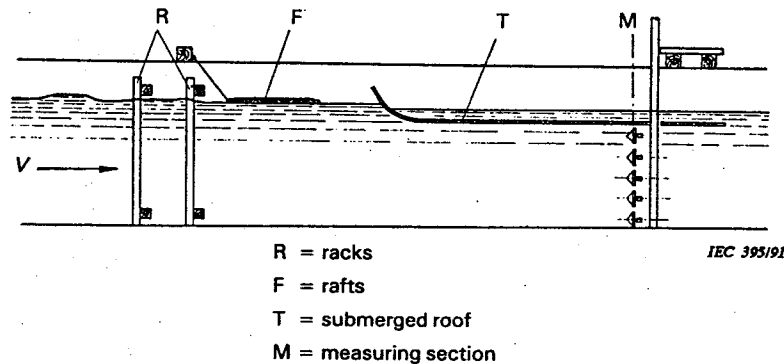


Figure 26 – Means for stabilizing flow in an open channel

10.2.5.3 Distribution of measuring points

The same requirements as for rectangular cross-sections in closed conduits shall apply (see 10.2.2.2 and 4.4 in ISO 3354), i.e. a minimum of 25 measuring points located at the intersections of 5 horizontal and 5 vertical lines.

Measuring points shall be closer to one another in the zones of steeper velocity gradient, i.e. near the walls, bottom and water surface. Points shall normally be spaced so that the difference in velocities between two adjacent points does not exceed 20 % of the greater of the two velocities. The minimum current-meter spacing shall not be less than $d + 30$ mm, where d is the outside diameter of the propellers. The distance from the axis of the nearest current-meter to any wetted surface shall be within $0,75 d$ minimum to 200 mm maximum. The axis of the topmost current-meter in each row shall be at least one propeller diameter below the free water surface.

*Hydraulic radius is defined as the ratio of the wetted cross-sectional area to the wetted perimeter.

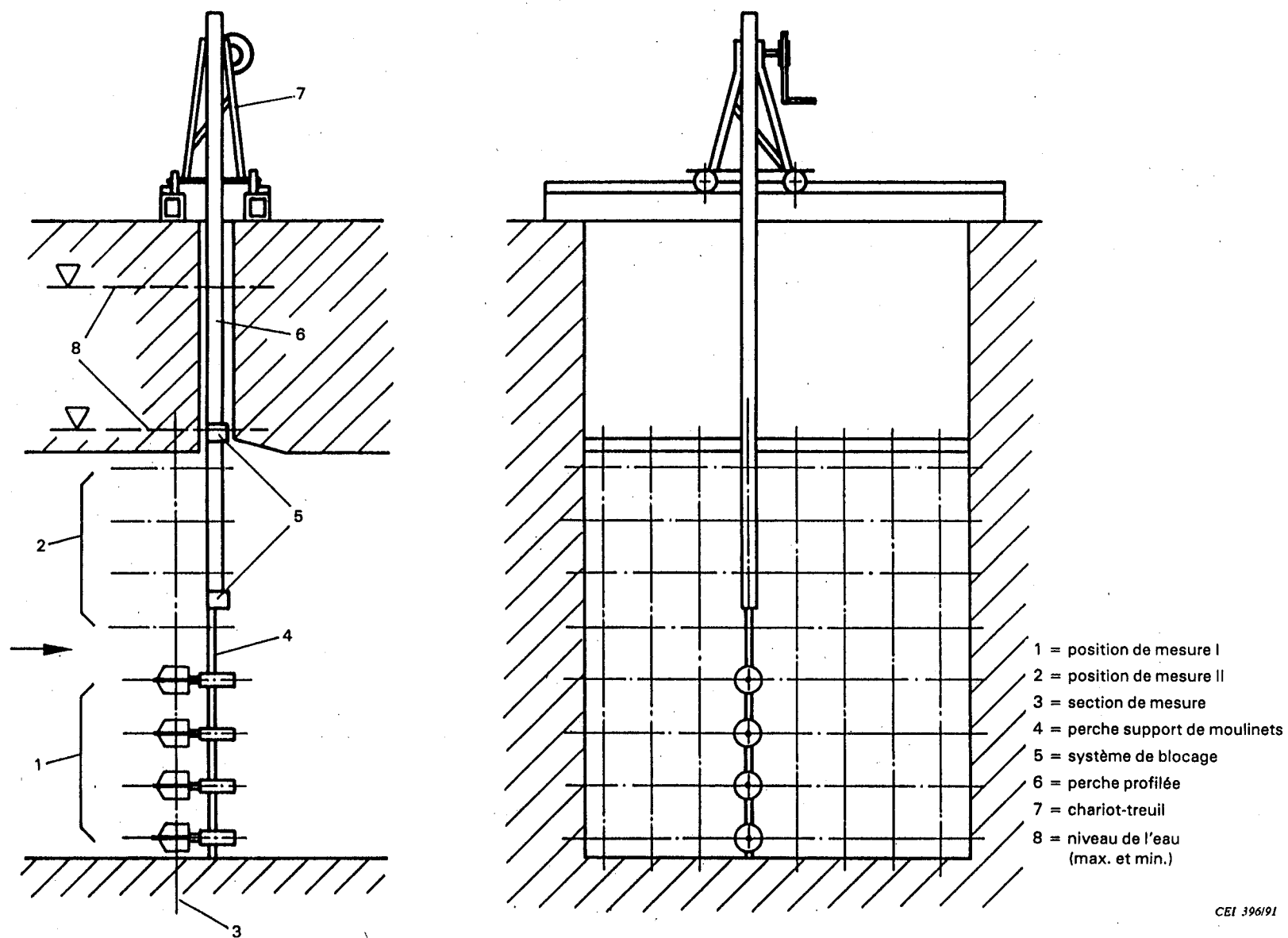


Figure 27 – Rangée de moulinets montés sur une seule perche verticale portée par un chariot-treuil

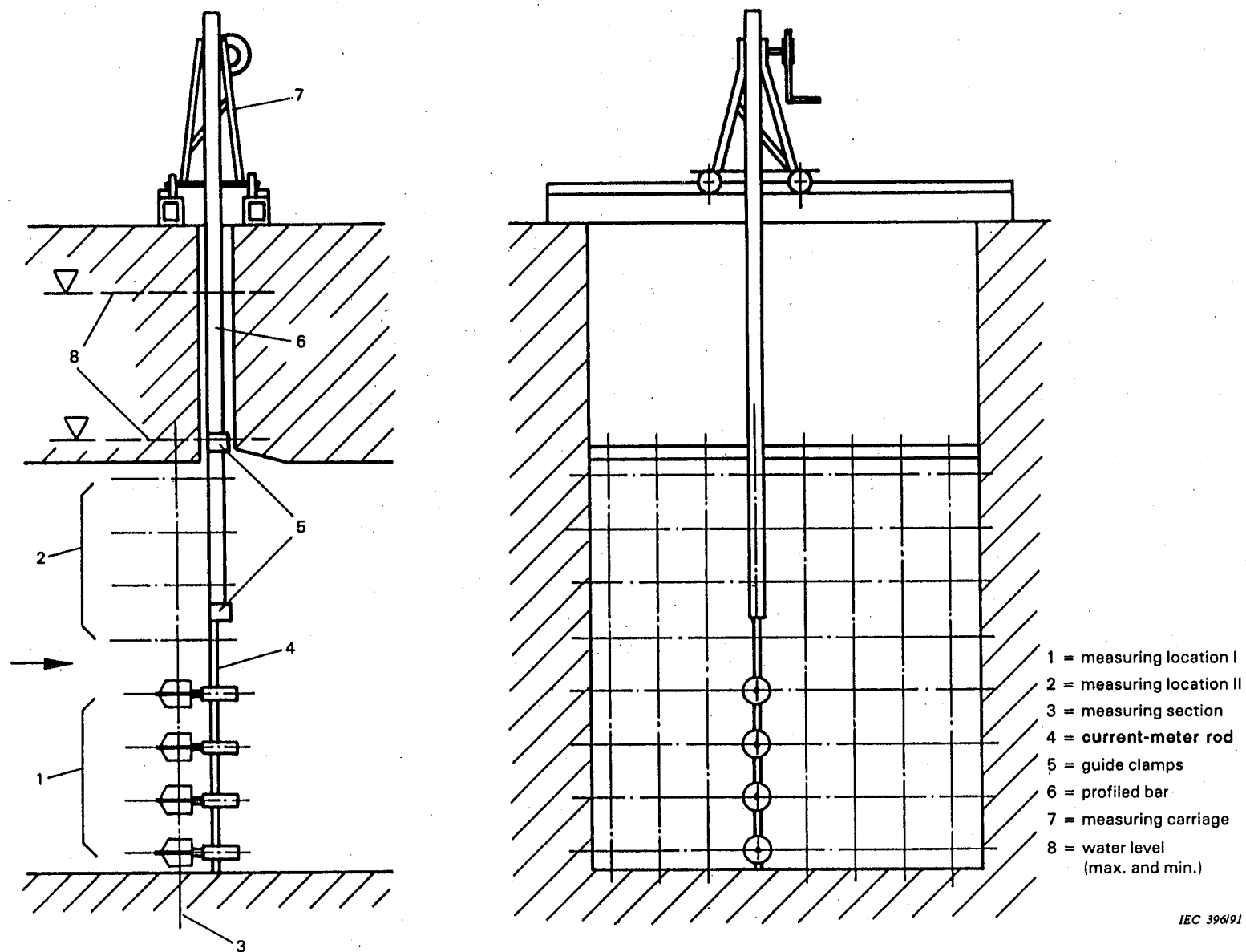


Figure 27 – Single vertical row of current-meters mounted on a travelling winch

10.2.5.4 Mise en place des moulinets

Les moulinets doivent être fixés rigidement sur leur perche-support de telle sorte que l'axe de l'hélice soit rigoureusement normal au plan de la section de mesurage. Les supports doivent avoir une rigidité telle que les moulinets ne soient pas soumis à des vibrations; cette structure doit aussi présenter une traînée minimale et stable ainsi qu'un minimum d'interférence avec le fonctionnement des moulinets.

Les moulinets peuvent être employés en batterie fixe montée sur un certain nombre de perches parallèles couvrant toute la section de mesurage. Ceci peut conduire à une obstruction notable dans les canaux de petite section transversale. Une autre méthode consiste à déplacer en des positions successives de la section de mesurage une rangée de moulinets montés sur une seule perche verticale portée par un chariot-treuil (voir figure 27) ou bien sur une perche horizontale portée par un chariot (voir figure 25). Ceci nécessitant un régime permanent (voir 10.1.3.1) pendant une durée considérable, les variations de la vitesse moyenne doivent être contrôlées pendant toute la durée de la séquence à l'aide d'au moins un moulinet fixe, ou à l'aide d'une méthode de mesurage relatif du débit (voir article 15).

10.2.5.5 Mesurage du tirant d'eau

Le relevé du tirant d'eau est effectué en utilisant une des méthodes décrites en 11.5. Les variations du tirant d'eau ne doivent pas excéder $\pm 1\%$ de la profondeur moyenne et doivent être enregistrées pendant toute la durée de chaque séquence.

10.2.5.6 Calcul du débit

La méthode générale de calcul du débit en conduite de section transversale rectangulaire décrite en 8.3 de l'ISO 3354 doit être utilisée pour des mesurages en canaux découverts. La formule d'extrapolation des vitesses en zone périphérique:

$$v_x = v_a(x/a)^{1/m}$$

où

v_x est la vitesse à une distance « x » de la paroi la plus proche

v_a est la vitesse au point de mesure extrême considéré (à une distance « a » de la paroi la plus proche)

m est un coefficient qui dépend de la rugosité de la paroi et des conditions d'écoulement

est applicable à proximité des parois et du radier mais pas à proximité de la surface libre où le profil des vitesses doit être extrapolé par continuité. Dans le cas de sections transversales trapézoïdales, la première intégration doit toujours être effectuée le long des lignes verticales et la seconde intégration doit être faite en traçant le produit $\bar{v}d$ en fonction de la largeur (voir figure 28) où:

$\bar{v}$ est la vitesse moyenne sur une ligne verticale,

d est le tirant d'eau sur la même verticale.

10.2.5.4 Mounting of the current-meters

All current-meters shall be rigidly attached to the mounting rods with the propeller axes exactly perpendicular to the plane of the measuring section. The stiffness of the mounting structure shall be adequate to prevent meter vibrations. The structure shall also offer a minimum stable drag and minimum interference with the current-meter operation.

The current-meters may be used as a stationary battery mounted on a number of parallel rods over the whole measuring section. This may produce a significant blockage effect in channels of small cross-section. Alternatively, a single vertical row of meters mounted on a travelling winch (see Figure 27) or a horizontal row mounted on a frame (see Figure 25) may be moved to successive stations in the measuring cross-section. Since this requires steady flow (see 10.1.3.1) over a considerable length of time, any variations in the mean velocity shall be monitored over the whole run by at least one fixed current-meter or by an index measurement of discharge (see Clause 15).

10.2.5.5 Depth measurement

The water depth is determined using one of the methods described in 11.5. Variations in water depth shall not exceed $\pm 1\%$ of the average depth and shall be monitored over the whole duration of each run.

10.2.5.6 Computation of discharge

The general method of computation prescribed in 8.3 of ISO 3354 for the computation of discharge in conduits of rectangular cross-section shall be used with measurements in open channels. The extrapolation formula for velocities in the peripheral zone:

$$v_x = v_a(x/a)^{1/m}$$

where

v_x is the velocity at a distance “ x ” from the nearest wall

v_a is the velocity at the considered extreme measuring point (at a distance “ a ” from the nearest wall)

m is the coefficient depending on the wall roughness and on the flow conditions

is applicable near the sides and bottom but not near the free surface where the velocity profile shall be extrapolated by continuity. With trapezoidal cross-sections, the first integration shall always be made along the vertical lines and the second integration by plotting over the width the product $\bar{v}d$ (see Figure 28), where:

$\bar{v}$ is the mean velocity on a vertical line,

d is the water depth on the same vertical.

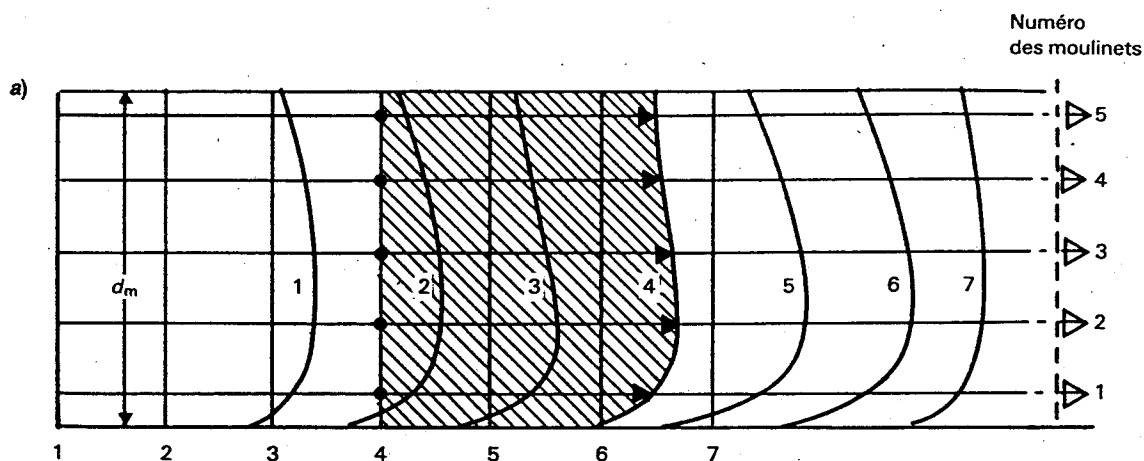


Figure 28a – Détermination des débits élémentaires par intégration graphique des vitesses ponctuelles mesurées

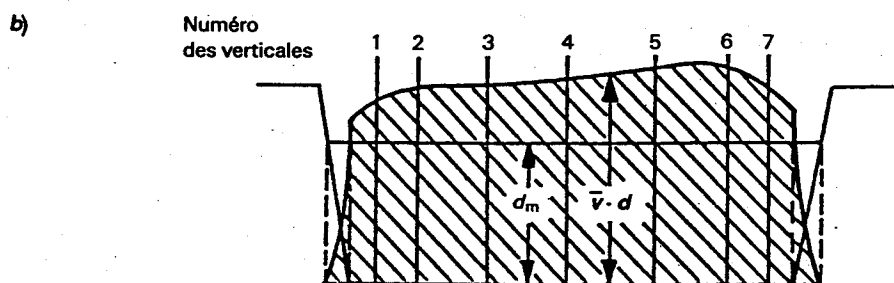


Figure 28b – Détermination du débit total par intégration graphique des débits élémentaires obtenus en a)

CEI 397/91

Figure 28 – Exemple d'un jaugeage dans un canal de section légèrement trapézoïdale

10.2.6 Incertitude de mesure (voir 10.1.2)

La précision des mesures de débit effectuées par jaugeage au moulinet dépend essentiellement de facteurs liés à l'écoulement (régularité de la répartition des vitesses, rotation ou obliquité de l'écoulement, turbulence, pulsations périodiques), à la qualité des mesurages (nombre et position des points de mesurage, effet d'obstruction) et à la méthode de calcul du débit. Les incertitudes liées à l'étalonnage des moulinets et à l'ensemble des mesurages doivent être estimées et fixées.

Avec de bonnes conditions de mesurage et d'écoulement, l'incertitude systématique au niveau de confiance de 95% peut être estimée à environ:

– en conduite fermée	± 1 à $\pm 1,5\%$
– en pertuis d'entrée avec tuyère	± 1 à $\pm 2\%$
– en pertuis d'entrée sans tuyère	$\pm 1,2$ à $\pm 2\%$
– en canal découvert à section rectangulaire	$\pm 1,2$ à $\pm 2\%$
– en canal découvert à section trapézoïdale	$\pm 1,4$ à $\pm 2,3\%$

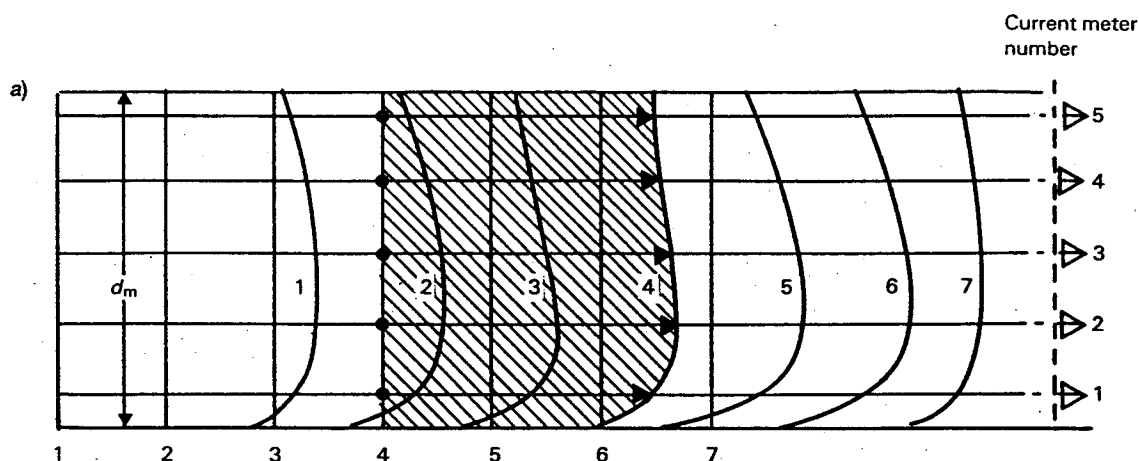


Figure 28a – Determination of partial discharges by graphical integration of the measured local velocities

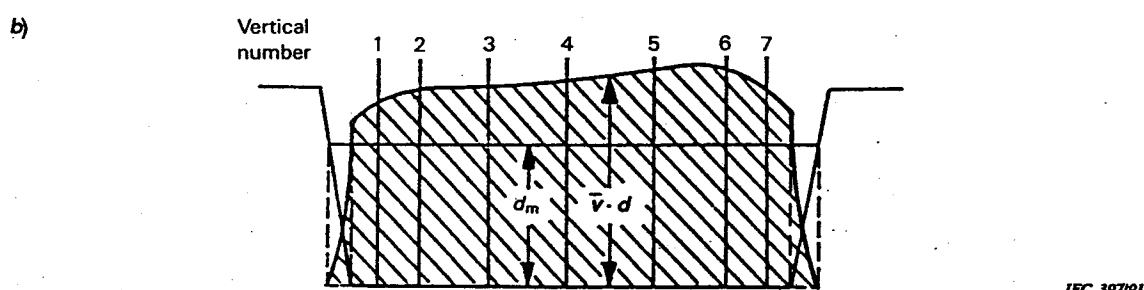


Figure 28b – Determination of total discharge by graphical integration of the partial discharges obtained in a)

Figure 28 – Example showing discharge measurement in a slightly trapezoidal canal

10.2.6 Uncertainty of measurement (see 10.1.2)

The accuracy in a discharge measurement made by current-meter gauging depends essentially on factors related to the flow (regularity of the velocity distribution, swirl or obliquity, turbulence, periodic fluctuations), the quality of the measurements (number and distribution of the measuring points and blockage effects) and method of discharge calculation. The uncertainty in current-meter calibration and uncertainties in all measurements shall be estimated and stated.

With good measuring techniques and flow conditions, the estimated systematic uncertainty at 95% confidence level should be about:

– in closed conduits	± 1 to $\pm 1,5\%$
– in intakes with bell mouth	± 1 to $\pm 2\%$
– in intakes without bell mouth	$\pm 1,2$ to $\pm 2\%$
– in open channels with rectangular section	$\pm 1,2$ to $\pm 2\%$
– in open channels with trapezoidal section	$\pm 1,4$ to $\pm 2,3\%$

10.3 Tubes de Pitot

10.3.1 Généralités

Des tubes de Pitot peuvent être utilisés pour mesurer la pression dynamique en un nombre suffisant de point de la section transversale; on peut alors en déduire la vitesse ponctuelle de l'écoulement en chacun de ces points et calculer le débit par la méthode d'intégration du champ des vitesses. Comme la pression dynamique varie en fonction du carré de la vitesse, la précision de mesure diminue rapidement lorsque la vitesse décroît. Pratiquement, ceci conduit à limiter l'utilisation des tubes de Pitot aux écoulements en conduite en charge où la vitesse n'est pas trop basse et à condition que l'eau ne comporte pas de matières en suspension.

10.3.2 Tubes de Pitot normalisés

L'ISO 3966 s'applique à la conception, à l'installation et à l'utilisation de tubes de Pitot normalisés. Seuls les paragraphes relatifs aux fluides incompressibles sont applicables aux essais effectués conformément à la présente norme. Tout effet d'obstruction significatif doit être pris en compte. Cette norme ISO donne toutes les indications nécessaires au choix et à l'installation de tubes de Pitot doubles, au choix de la section de mesurage ainsi qu'au calcul du débit et de son incertitude. L'ISO 3966 ne doit être utilisée que dans le cas des tubes de Pitot normalisés qui y sont décrits et qui sont équipés d'une simple prise de pression totale et d'une ou de plusieurs prises de pression statique. De tels tubes peuvent être utilisés sans étalonnage et on peut adopter un coefficient de débit égal à 1. La vitesse locale v_i est donnée par:

$$v_i = \sqrt{2\Delta p_i / \rho}$$

où:

Δp_i est la différence entre la pression totale et la pression statique mesurée à l'aide du tube de Pitot placé au point "i"

Avec de bonnes techniques de mesure et de bonnes conditions d'écoulement, l'incertitude systématique au niveau de confiance de 95% (voir 10.1.2) peut être estimée à environ 1,5 à 2,5%.

L'incertitude totale sur la mesure du débit peut être calculée en utilisant l'annexe G de l'ISO 3966.

10.3.3 Instruments non normalisés

Il existe de nombreux instruments basés sur le même principe général que le tube de Pitot. Parmi ceux-là, citons:

- Le tube de Pitot simple qui ne comporte que la prise de pression totale. La pression statique moyenne doit alors être mesurée par quatre prises de pression régulièrement positionnées en paroi de la conduite et placées de sorte à ne pas être influencées par le support des tubes de Pitot. Il faut alors prendre en compte les pertes d'énergie existant entre les plans de mesure des pressions totales et statiques.
- Des instruments dans lesquels on augmente la pression différentielle à mesurer en plaçant une prise de pression dans une zone à faible pression, la prise étant orientée vers l'aval ou débouchant au col d'un petit Venturi.
- Des perches tubulaires diamétrales autoporteuses qui comportent des prises de pression totale, statique ou dans le sillage, percées dans la perche elle-même.

Les coefficients de débit de tous ces dispositifs non normalisés doivent être déterminés par un étalonnage soigneux couvrant toute la gamme des vitesses rencontrées durant l'essai. On peut généralement calculer le débit en utilisant la même méthode d'intégration que pour des moulinets ou pour des tubes de Pitot normalisés. Il faut s'attendre à des incertitudes de mesure plus importantes du fait de la connaissance limitée que l'on a de l'effet sur ces instruments de phénomènes tels que la turbulence, l'obliquité de la vitesse, les gradients de pression et/ou de vitesse, l'effet d'obstruction, etc.

10.3 Pitot tubes

10.3.1 General

Pitot tubes may be used to measure the dynamic pressure, from which the local velocity may be obtained, at each of a sufficient number of points in the cross-section to permit computation of the discharge by the velocity area method. Since the dynamic pressure varies with the square of the velocity, the accuracy of measurement decreases rapidly with decreasing velocity. In practical terms this restricts the use of Pitot tubes to flow in closed conduits where the velocity is not too low and the water is free of suspended matter.

10.3.2 Standardized Pitot tubes

ISO 3966 covers the design, installation and use of standardized Pitot static tubes. Only the clauses relating to incompressible fluid shall be used for testing under this standard. Any significant blockage effect must be taken into account. The ISO standard gives all the necessary guidance for the selection and installation of Pitot static tubes, choice of measuring section, and the computation of the discharge and its uncertainty. ISO 3966 shall be used only with the standardized Pitot static tubes described therein which are equipped with a single total pressure tap and one or more static pressure taps. Such tubes may be used uncalibrated and the flow coefficient assumed to be unity. The local velocity v_i is given by:

$$v_i = \sqrt{2\Delta p_i / \rho}$$

where:

Δp_i is the difference between the total or stagnation pressure and the static pressure as measured with the Pitot tube located at point "i"

With good measuring techniques and flow conditions, the estimated systematic uncertainty at 95% confidence level (see 10.1.2) should be about 1,5 to 2,5%.

Total uncertainty in discharge measurement may be estimated by annex G of ISO 3966.

10.3.3 Non-standard devices

Numerous devices are available that operate on the same general principle as the Pitot static tube. Among these are:

- The simple Pitot tube provided with a single total-pressure tap. The average static pressure shall be obtained from four equally-spaced taps in the conduit wall, so located that the frame supporting the Pitot tubes will not affect the static pressure measurement. Energy losses between the total and static pressure measurement planes must be taken into account.
- Devices in which the measured differential pressure is increased by locating one pressure tap in a region of low pressure, either pointing downstream or opening into the throat of a small Venturi tube.
- Tubular diametral rods which are self-supporting with the total, static or trailing taps bored in the rod itself.

The flow coefficients of all non-standard devices shall be established by careful calibration over the range of velocities encountered during the test. Usually the discharge may be obtained by the same method of integration as for current-meters or standardized Pitot static tubes. Larger measurement uncertainties may be expected due to limited knowledge of the effect on these devices of such phenomena as turbulence, obliquity of velocity, pressure and/or velocity gradients, blockage effect, etc.

10.4 Méthode pression-temps

10.4.1 Principe de la méthode

Cette méthode de mesurage du débit (souvent appelée "méthode Gibson") est basée sur la loi de Newton et sur les lois dérivées de la mécanique des fluides qui donnent la relation entre la force due à la variation de la différence de pression entre deux sections et l'accélération ou la décélération de la masse de la colonne d'eau comprise entre ces sections due au mouvement d'une vanne*. Bien que cette méthode soit théoriquement valable aussi bien pour le fonctionnement en turbine qu'en pompe et pour des fermetures ou des ouvertures de la vanne, en pratique on ne l'utilise que dans le cas de coupure du débit en fonctionnement en turbine.

De façon simplifiée, le principe de la méthode pression-temps peut être présenté comme suit.

Dans un fluide sans frottement s'écoulant dans une conduite de section transversale constante A , une variation de vitesse dv/dt d'une masse de fluide ρLA provoque une différence de pression Δp entre les sections transversales amont (indice u) et aval (indice d) du tronçon considéré de longueur L :

$$\rho LA \frac{dv}{dt} = -A\Delta p \quad \text{avec} \quad \Delta p = p_d - p_u$$

Si on appelle t la durée pendant laquelle la vitesse change et ξ la perte de pression due au frottement entre les deux sections, on obtient:

$$A \int_0^t dv = -\frac{A}{\rho L} \int_0^t (\Delta p + \xi) dt$$

Le débit Q avant que la vanne commence à se fermer est alors donné par:

$$Q = Av_0 = \frac{A}{\rho L} \int_0^t (\Delta p + \xi) dt + Av_t$$

Le débit $q = Av_t$ après la fin de la fermeture correspond aux fuites s'écoulant par la vanne et doit être déterminé séparément avec la machine en rotation. Cette détermination ne nécessite généralement pas une grande précision dans la mesure où le débit de fuite ne représente qu'une faible proportion du débit Q à mesurer.

On obtient un enregistrement pression-temps graphique ou numérique de l'onde de pression en fermant la vanne d'un mouvement continu; la variation de pression entre les deux sections de mesurage est intégrée en fonction du temps.

On a développé plusieurs variantes de cette méthode ne différant que par l'instrumentation et les techniques de calcul de l'intégrale de la pression en fonction du temps et par l'utilisation d'enregistrements séparés ou différentiels (voir 10.4.3 et 10.4.4).

* Le mot "vanne" est utilisé ici pour désigner tout dispositif de coupure (distributeur, pointeaux, robinet, etc.).

10.4 Pressure-time method

10.4.1 Principle of the method

This method of discharge measurement (often called "Gibson method") is based upon Newton's law and the derived laws of fluid mechanics, which give the relation between the force due to the change of pressure difference between two sections and the acceleration or deceleration of the mass of water between these sections due to a gate* movement. Although this method is theoretically valid both for turbine and pump operation and for closure or opening of the gate, it is in practice only used in case of discharge cut-off in turbine operation.

The following is a simplified way of describing the pressure-time method principle.

In a fluid without friction, a change of velocity dv/dt in a conduit of constant cross-section A , of a mass of fluid ρLA would lead to a differential pressure Δp between the upstream (subscript u) and downstream (subscript d) cross-section of the considered length L :

$$\rho LA \frac{dv}{dt} = -A \Delta p \quad \text{where} \quad \Delta p = p_d - p_u$$

If t is the time during which the velocity changes and if ξ is the pressure loss due to the friction between the two sections, we obtain:

$$A \int_0^t dv = -\frac{A}{\rho L} \int_0^t (\Delta p + \xi) dt$$

Thus the discharge Q before the gate begins to close is given by:

$$Q = Av_0 = \frac{A}{\rho L} \int_0^t (\Delta p + \xi) dt + Av_t$$

The discharge $q = Av_t$ after the end of the closure is the leakage flowing past the gate and shall be determined separately with the machine running. This determination does not generally need a great accuracy, since it represents a small portion of the discharge Q to be measured.

A pressure-time graphical or numerical recording of the pressure wave passage is obtained by gradually closing the gate in a continuous movement and the change of pressure between two measuring cross-sections is integrated along the time scale.

Several variants of this method have been developed which differ only in instrumentation and computation technique of the pressure-time integral and by the use of separate or differential recordings (see 10.4.3 and 10.4.4).

* "Gate" is used here for any closing device (guide vanes, needles, valve, etc.).

10.4.2 Prescriptions générales

10.4.2.1 Conditions de validité

Les conditions générales à respecter pour l'emploi de cette méthode sont les suivantes:

- a) Il ne doit y avoir aucune surface libre intermédiaire entre les deux sections de mesurage de pression.
- b) Dans les conditions d'essai, le débit de fuite de la vanne de coupure ne doit pas être supérieur à 5% du débit à mesurer et doit lui-même être mesuré avec une incertitude relative qui ne soit pas supérieure à 0,2% de celui-là.
- c) Dans les ouvrages d'amenée comportant plusieurs pertuis, il est nécessaire de faire des enregistrements pression-temps indépendants et simultanés.
- d) Le long du tronçon de mesurage, la conduite doit être rectiligne, présenter une section transversale constante, et ne comporter aucune singularité importante. La distance entre les deux sections de mesurage ne doit pas être inférieure à 10 m.
- e) Les aires transversales de la conduite et la longueur du tronçon de mesurage compris entre les deux sections transversales doivent être mesurées sur place avec suffisamment de soin pour déterminer le facteur de forme de la conduite F (voir 10.4.3.2.2.i)) avec une précision meilleure que 0,2%. Les plans de fabrication ne peuvent être utilisés que pour contrôler les mesures effectuées sur place.
- f) Pour le débit maximal mesuré, la somme de la perte de pression entre les deux sections de mesurage et de la pression dynamique ne doit pas dépasser 20% de la variation moyenne de la différence de pression enregistrée durant la fermeture de la vanne.
- g) Le capteur de pression différentielle ou l'appareillage Gibson devra être, si possible, installé de sorte que les longueurs des tuyauteries de raccordement aux prises de pression amont et aval soient égales.
- h) Les diagrammes de pression sur lesquels il apparaît que la courbe en fonctionnement A-A est située au-dessus de la ligne statique 0-0 (valeur négative de C sur la figure 29) sont douteux.
- i) Pour chaque séquence, la détermination du débit nécessite le mesurage de la température de l'eau, et celle du mercure lorsque l'appareillage Gibson est utilisé, avec une précision de ± 1 °C.

10.4.2.2 Position des prises de pression

Au moins quatre prises de pression, de diamètre compris entre 3 et 6 mm, doivent être installées dans chaque section de mesurage dans un plan perpendiculaire à l'axe de la conduite (dans les conduites de diamètre inférieur à 4 m, on peut n'utiliser que deux prises de pression). Dans le cas des conduites circulaires, les prises de pression doivent faire entre elles des angles égaux et aucune prise ne doit être située en partie haute ou en partie basse de la section de mesurage. Dans le cas des conduites rectangulaires, les prises de pression doivent être situées sur les parois verticales au quart et aux trois quarts de la hauteur. Toutes les prises doivent être de construction conforme aux indications de 11.4.3 et situées comme précisé en 11.4.1. En aucun cas une prise de pression ne doit être implantée à une distance inférieure à $2D$ d'une singularité importante de la conduite (D étant le diamètre de la conduite).

10.4.2.3 Tuyauterie de raccordement

Les prises de pression de chaque section de mesurage doivent être reliées par l'intermédiaire de vannes individuelles à un collecteur commun convenablement disposé pour être relié à l'appareillage d'enregistrement. Pour réduire l'amortissement dû au frottement, toutes les tuyauteries de raccordement doivent être aussi courtes que possible, non élastiques et de diamètre suffisant (par exemple au moins 18 mm pour un manomètre à colonne de liquide ou 8 mm pour des capteurs de pression).

On doit vérifier que la tuyauterie et tous les raccordements sont étanches, et il ne doit pas y avoir d'air dans l'ensemble des liaisons entre les prises de pression et l'appareillage d'enregistrement. Avant chaque séquence, il est nécessaire de procéder à des inspections périodiques et à des purges de la tuyauterie.

Les prescriptions générales figurant en 11.4.4 sont applicables.

10.4.2 General requirements

10.4.2.1 Conditions of validity

The general conditions to be fulfilled for the use of this method are:

- a) No intermediate free surface shall exist between the two pressure measurement sections.
- b) The leakage through the closed gate in the test conditions shall not be greater than 5% of the discharge being measured and shall be measured within an accuracy of 0,2% of that discharge.
- c) In the multiple intake sections, simultaneous independent pressure-time recordings shall be taken.
- d) Within the measuring reach the conduit shall be straight and have a constant cross-section and not present any significant irregularity. The distance between the two measuring sections shall not be less than 10 m.
- e) The cross-sectional areas of the conduit and the length of the measuring reach between the two cross-sections shall be measured in the field with sufficient precision to determine the pipe factor F (see 10.4.3.2.2.i)) within an accuracy of 0,2%. Construction drawings may be used only as a check of field measurements.
- f) The sum of the pressure loss between the two measuring sections and of the dynamic pressure, at the maximum discharge to be measured, shall not exceed 20% of the average change in differential pressure as recorded while closing the gate.
- g) The differential pressure transducer or Gibson device should be located so as to have nearly equal lengths of connecting tubing to the upstream and downstream piezometer taps.
- h) Pressure diagrams in which the running line A-A is above the static line 0-0 (in Figure 29 negative value of C) are considered dubious.
- i) For each test run the determination of the discharge requires the measurement of the temperature of the water and of the mercury in the case where a Gibson apparatus is used, within an accuracy of ± 1 °C.

10.4.2.2 Location of pressure taps

At least four pressure taps, between 3 and 6 mm in diameter, shall be installed at each measuring section in a plane normal to the axis of the conduit (in conduits less than 4 m in diameter, only two taps may be used). For circular conduits, the pressure taps shall be located at equal angles from each other and no tap shall be located near the top or the bottom of the measurement section. For rectangular conduits, the pressure taps shall be located at the quarter points of the vertical walls. All taps shall be constructed as specified in 11.4.3 and located as specified in 11.4.1. In no case shall a pressure tap be located at a distance less than $2D$ (D being the diameter of the conduit) from a significant irregularity of the conduit.

10.4.2.3 Connecting tubing

The pressure taps of each measuring section shall be connected through individual valves to a common header suitably located for connection to the pressure-time apparatus. To reduce the damping due to friction, all connecting tubing shall be as short as possible, non-elastic and of sufficient diameter (e.g. at least 18 mm for liquid-column manometers or 8 mm for pressure transducers).

All pressure connections and piping shall be verified to be tight against leakage and all piping between pressure taps and the pressure-time apparatus shall be free of air. Periodic inspections and flushing of the piping shall be performed before each run.

The general requirements given in 11.4.4 shall apply.

10.4.2.4 Contrôle des mesures de pression

Pour assurer au diagramme pression-temps la précision nécessaire, les conditions d'écoulement doivent être telles que, dans chaque section de mesurage, la différence entre la pression mesurée à une quelconque des prises et la moyenne des pressions mesurées à toutes les prises ne dépasse pas 20% de la pression dynamique. La moyenne des lectures d'une paire quelconque de prises opposées ne doit pas différer de la moyenne des lectures d'une autre paire quelconque de la même section de plus de 10% de la pression dynamique. Cela peut conduire à examiner divers points tels que la répartition des vitesses, la longueur droite de la conduite, l'état de la paroi au voisinage de chaque prise. Si l'une des prises de pression donne des résultats erronés, la cause de l'erreur doit être déterminée et supprimée. Si ce n'est pas possible, la prise de pression incriminée ne doit pas être utilisée pour les mesurages. Un minimum de deux prises de pression doit être utilisé dans chaque section de mesurage.

Ces contrôles doivent être effectués avant le début des essais. L'instrumentation spécifique à ces contrôles doit être démontée immédiatement de façon à ne pas perturber l'arrangement de l'appareillage d'essai et de ses tuyauteries de liaison (voir 10.4.2.3).

10.4.3 Méthode du diagramme différentiel

10.4.3.1 Généralités

Dans cette variante, on enregistre la variation de pression différentielle entre deux sections de mesurage, qui n'est affectée que par les variations des pertes de charge par frottement et du moment cinétique entre ces deux sections. Les effets dus aux variations des frottements en dehors du tronçon de mesurage et aux fluctuations du niveau à la prise d'eau ou dans la cheminée d'équilibre se retrouvent aux deux sections de mesure et sont donc éliminés.

Outre les prescriptions spécifiées en 10.4.2.1, le produit de la distance entre les deux sections de mesurage de pression et de la vitesse moyenne dans la conduite lorsque le groupe fonctionne à pleine charge ne doit pas être inférieur à $50 \text{ m}^2/\text{s}$.

Le débit à mesurer doit être fixé au moyen du limiteur de charge, ou mieux en bloquant l'organe de réglage de la machine dans la position désirée et en attendant que le régime permanent soit établi (voir 4.4.2 b)). Le diagramme pression-temps peut alors être obtenu en fermant graduellement l'organe de réglage d'un mouvement continu et en enregistrant la variation de la pression différentielle qui en résulte en fonction du temps.

Les temps d'enregistrement avant le début et après la fin du mouvement de la vanne ne doivent pas être inférieurs à 20 s chacun.

Avant l'essai, un étalonnage du système de mesure doit être fait. A chaque séquence, le zéro du système et l'étalonnage en cas d'utilisation de capteurs, doivent être vérifiés.

10.4.3.2 Manomètre différentiel à mercure (appareillage Gibson)

10.4.3.2.1 Principe de l'appareillage

Ce fut le premier système de mesurage utilisé pour la méthode pression-temps. Cet appareil délivre un diagramme pression-temps sous forme d'un enregistrement photographique du mouvement du mercure dans un manomètre à tube en U. L'intégrale $\int \Delta p \cdot dt$ est alors obtenue par planimétrage.

10.4.2.4 Checking of the pressure measurements

To ensure the necessary accuracy in the recorded pressure-time diagrams, flow conditions in the conduit shall be such that, at each measuring section, the difference between the pressure measured at any one tap and the average of the pressures measured at all taps shall not exceed 20% of the dynamic pressure. The average of the readings from any pair of opposite taps shall not differ from the average from any other pair of taps in the same cross-section by more than 10 % of the dynamic pressure. This may require consideration of such items as velocity distribution, length of straight run of the conduit and wall conditions at the individual taps. If any pressure tap appears to be in error, the source of the discrepancy shall be determined and removed. If this is not possible, the tap shall not be used for the measurements. A minimum of two taps shall be used in each measuring section.

These checks shall be carried out before the test begins. The special instrumentation required for that shall be immediately dismantled in order not to disturb the arrangement of the test apparatus and its connecting tubing (see 10.4.2.3).

10.4.3 Differential pressure-time method

10.4.3.1 Generalities

In this variant, the change in differential pressure between two sections of measurement, that is affected only by the changes in friction and in momentum between these two sections, is recorded. The effects of changes in friction outside of the test sections and in intake or surge tank water level are present at both measurement sections and are thus eliminated.

In addition to the requirements specified in 10.4.2.1, the product of the length between the two pressure measurement sections and the mean velocity in the pipe when the unit is carrying full load shall be not less than 50 m²/s.

The discharge which is to be measured shall be fixed by means of the load limiting device or preferably by blocking the gates in the required position and waiting until stable conditions are established (see 4.4.2.b)). The pressure-time function can then be obtained by gradually closing the gates in one continuous movement and recording the resultant time dependent change in differential pressure.

The recording times before the beginning and after the end of the movement of the gate shall be not less than 20 s each.

Before the test a calibration of the measuring system has to be done. At each run the zero point of the measuring system and the calibration when using transducers have to be checked.

10.4.3.2 Differential mercury pressure-gauge (Gibson apparatus)

10.4.3.2.1 Principle of the apparatus

This was the first measuring system used for the pressure-time method. This apparatus delivers a pressure-time diagram in the form of a photographic record of the mercury level movement in a U-tube manometer. The integral $\int \Delta p \cdot dt$ is thus obtained by planimetry.

10.4.3.2.2 Evaluation du diagramme (voir figure 29)

Toutes les longueurs, hauteurs, distances et surfaces doivent être exprimées dans un système d'unités cohérent.

- Tracer une ligne horizontale 0-0 représentant le zéro de l'appareil et du diagramme.
- Tracer une ligne horizontale A-A représentant la perte de pression moyenne dans les conditions de fonctionnement avant que la vanne ne commence à se fermer.
- Tracer une ligne horizontale F-F représentant la perte de pression moyenne finale due aux fuites après que la vanne a été fermée, et coïncidant avec la ligne médiane des oscillations qui suivent cette fermeture. (Cette ligne F-F est pratiquement identique à la ligne 0-0).
- Mesurer sur la ligne F-F la distance B représentant la demi-période des oscillations et soustraire de B une correction f tenant compte de la largeur de la fente de l'enregistreur photographique.
- Mesurer les hauteurs H au-dessus de la ligne F-F des maxima de deux oscillations adjacentes et calculer leur rapport E :

$$E = \frac{H_j}{H_{j+1}}$$

- f) Calculer:

$$D = (B - f) \frac{\arctg(2\pi/\ln E)}{\pi}$$

et retrancher la longueur D à partir du point N où la branche descendante d'une oscillation coupe la ligne F-F. Le point M ainsi défini représente la fin du diagramme.

- Tracer une ligne de récupération approximative GPM ainsi que l'indique le trait pointillé sur la figure 29.
- Planimétrer l'aire A_T du diagramme rapporté à la ligne GPM. Cette aire peut être subdivisée en plusieurs surfaces élémentaires $A_1, A_2, \dots, A_n$, comme cela est indiqué sur la figure. De chacune de ces surfaces on doit déduire une correction de fente déterminée en multipliant l'ordonnée du maximum de chaque surface élémentaire par la largeur effective de la fente.

- i) Calculer le débit Q par:

$$Q = \frac{g}{sy} \frac{A_T}{F} + q$$

où:

s et y sont des constantes d'étalonnage du diagramme (respectivement la longueur correspondant à 1 s et la hauteur correspondant à 1 m de colonne d'eau)

F est le facteur de conduite (rapport L/A de la longueur du tronçon de mesurage à l'aire de la section transversale de la conduite)

q est le débit de fuite s'écoulant au travers du dispositif de fermeture

- j) Déterminer une nouvelle ligne de récupération basée sur le fait qu'à un moment donné t_i la perte de pression résiduelle est donnée par: $C_i = C(1 - r_i)^x$

où:

C est la perte de pression avant le début de la fermeture (différence entre les lignes 0-0 et A-A)

x est l'exposant de Q dans l'expression de la perte de pression ($x = 2$ pour les conduites où le nombre de Reynolds est supérieur à environ 5×10^6 ; pour des valeurs inférieures de Re , x doit être déterminé cas par cas)

$$r_i = \frac{a_i}{A_T + A_L} \quad \text{avec} \quad a_i = \sum_{k=1}^i A_k \quad \text{et} \quad A_L = qF \frac{sy}{g}$$

10.4.3.2.2 Evaluation of the diagram (see Figure 29)

All lengths, heights, distances and areas shall be in a coherent unit system.

- a) Draw a horizontal line 0-0 representing the zero line of the apparatus and of the diagram.
- b) Draw a horizontal line A-A representing the mean pressure loss under running conditions before the gate closure begins.
- c) Draw a horizontal line F-F representing the mean final pressure loss due to leakage after the gate has been closed and coincident with the median line of the afterwaves following closure. (This line F-F is nearly identical to the line 0-0).
- d) Measure on line F-F the distance B representing the half-period of the afterwaves and subtract from B a correction f taking into account the slot width of the photographic recorder.
- e) Measure the heights H above line F-F of the peaks of two adjacent afterwaves and compute their ratio E :

$$E = \frac{H_j}{H_{j+1}}$$

- f) Compute:

$$D = (B - f) \frac{\arctg(2\pi/\ln E)}{\pi}$$

and subtract distance D from a point N where the falling edge of an afterwave intersects the line F-F. The point M so obtained defines the end of the diagram.

- g) Draw a trial recovery line GPM as shown by the dotted line on Figure 29.
- h) Measure with a planimeter the area A_T of the diagram referred to the line GPM. This area may be subdivided into several segmental areas $A_1, A_2, \dots, A_n$ as shown in the figure. A slot correction determined by multiplying the vertical rise of each segmental area by the effective slot width shall be deduced from each of these areas.
- i) Compute the discharge Q by:

$$Q = \frac{g}{sy} \frac{A_T}{F} + q$$

where:

s and y are calibration constants of the diagram (respectively the length corresponding to 1 s and the height corresponding to a water column of 1 m)

F is the pipe factor (ratio L/A of the length of the measuring reach to the cross-sectional area of the conduit)

q is the leakage flow past the closing device

- j) Determine a new recovery line assuming that at a given time t_i the remaining pressure loss is given by:

$$C_i = C(1 - r_i)^x$$

where:

C is the pressure loss before the beginning of the closure (difference between lines 0-0 and A-A)

x is the exponential factor of Q in the pressure loss expression ($x = 2$ for pipes where the Reynolds number is greater than about 5×10^6 ; for lower values of Re , x shall be determined in each case)

$$r_i = \frac{a_i}{A_T + A_L} \quad \text{with} \quad a_i = \sum_{k=1}^i A_k \quad \text{and} \quad A_L = qF \frac{sy}{g}$$

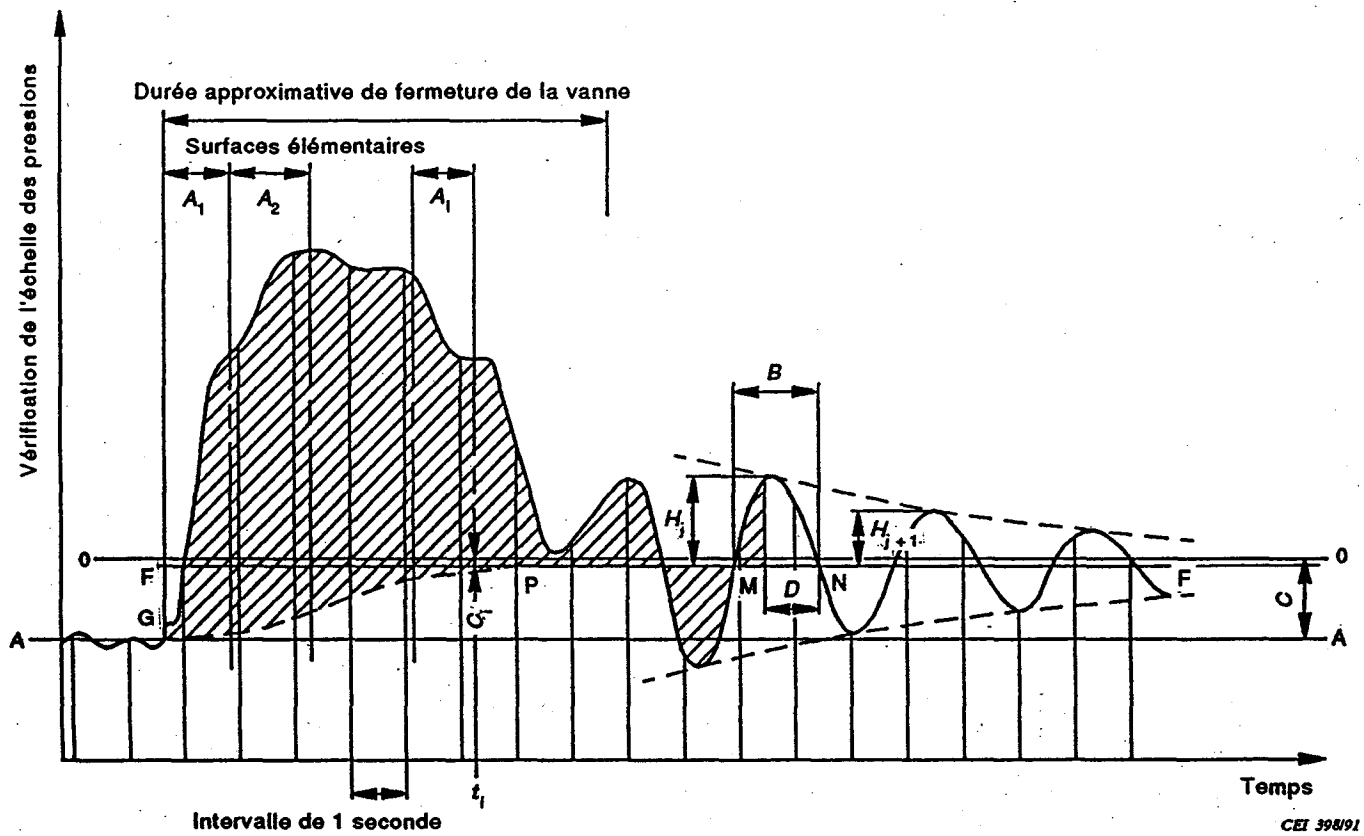


Figure 29 – Exemple de diagramme pression-temps (Méthode du diagramme différentiel avec emploi de l'appareillage Gibson)

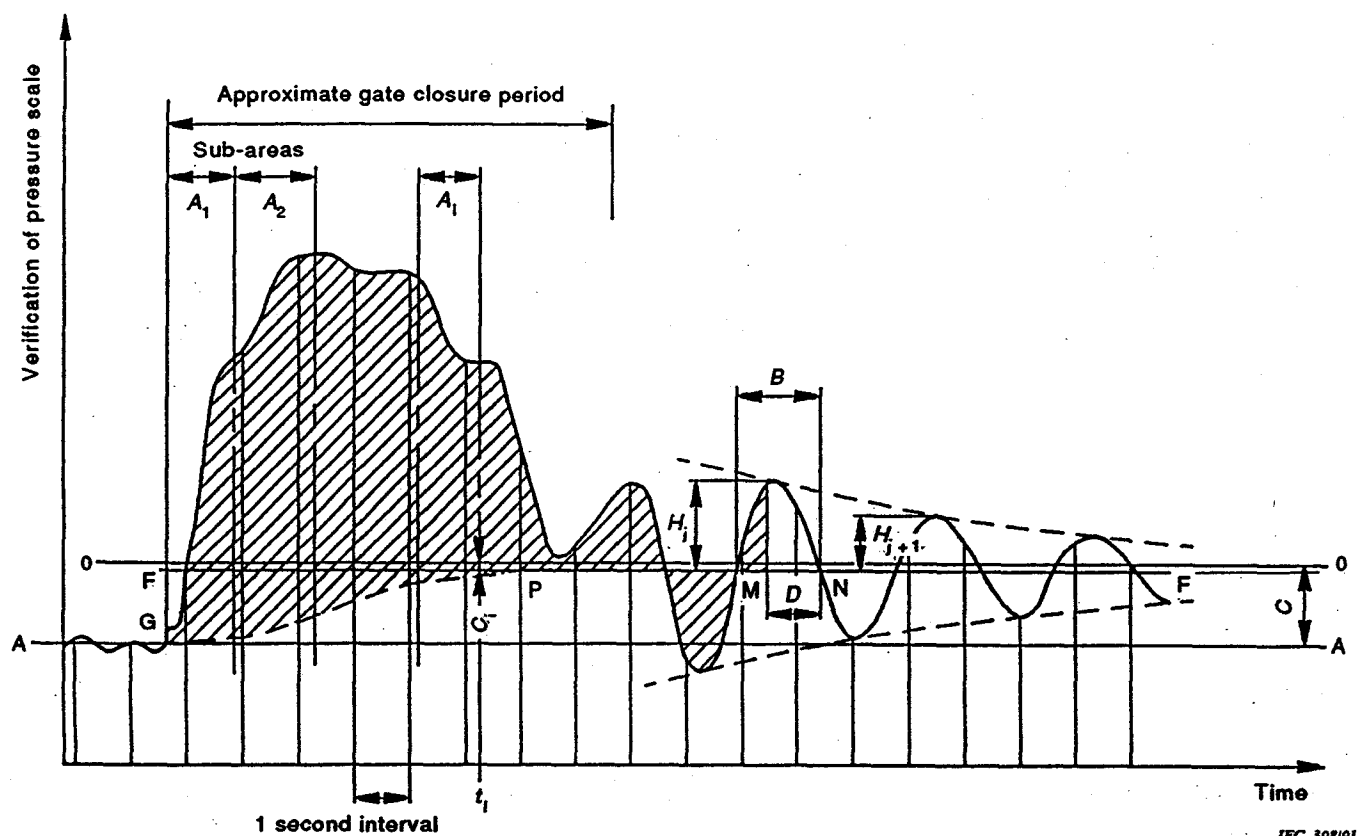


Figure 29 – Example of pressure-time diagram (Differential diagram method using Gibson apparatus)

- k) Calculer une nouvelle valeur du débit en utilisant la procédure décrite en h) et i). Si deux valeurs successives de Q diffèrent de moins de 0,1 %, arrêter le calcul et prendre la dernière valeur trouvée comme étant le débit total au moment où la vanne commence à fermer. Dans le cas contraire, retourner au point j) et calculer de nouveau Q .

10.4.3.3. Capteurs différentiels

Les capteurs différentiels à faible inertie permettent d'enregistrer le diagramme pression-temps de façon plus précise et rendent possible l'utilisation d'ordinateurs.

10.4.3.3.1 Prescriptions propres au système de mesurage

- a) La fréquence naturelle du système de mesurage doit être dix fois supérieure à la fréquence principale du signal pression-temps.
- b) Le temps de réponse du système de mesure doit être inférieur à 10^{-2} s.
- c) La linéarité du système de mesure doit être meilleure que 2×10^{-3} sur toute l'étendue de mesure.
- d) L'acquisition numérique de la fonction pression-temps nécessite l'utilisation d'un système d'acquisition de données travaillant à une fréquence supérieure ou égale à 50 lectures par seconde.
- e) Aucune saturation du système de mesure n'est autorisée dans l'enregistrement de la fonction pression-temps.
- f) Le système de mesurage doit être étalonné in situ avec une pression de ligne égale à la pression statique moyenne régnant dans la section de mesurage la plus élevée lorsque le débit est nul.
- g) Dans le cas d'utilisation de filtres passe-bas ou de dispositifs amortisseurs de pression afin de supprimer les fluctuations à haute fréquence, il ne doit pas y avoir d'influence sur la valeur de l'intégrale de la pression différentielle.
- h) Le système d'acquisition de données ne doit pas introduire d'erreurs supérieures à 0,05 % de la pression différentielle moyenne, et à 1 ms.
- i) La chaîne de mesure ne doit pas être sensible à la température ou doit être thermostatée pour éviter une dérive thermique et d'autres problèmes.

10.4.3.3.2 Calcul du débit

Les mesures de pression différentielle fournies par les capteurs sont enregistrées numériquement et mises en mémoire dans un ordinateur.

Le débit doit être calculé par:

$$Q = \frac{A}{\rho L} \cdot \int_0^t (\Delta p + \xi) dt + q$$

Le programme de calcul ainsi que toutes les informations y afférant doivent être mis à la disposition de toutes les parties du contrat.

- k) Compute a new value of the discharge by the procedure described in h) and i). If two successive values of Q are within a relative difference of 0,1 %, stop the calculation and the last value found shall be taken as the total discharge at the moment the gates began to close. If not, go to j) and compute Q again.

10.4.3.3 Differential transducers

Differential transducers of small inertia permit recording of the pressure-time function more accurately and allow computer calculation.

10.4.3.3.1 Measuring system requirements

- a) The measuring system natural frequency shall be ten times larger than the main frequency present in the pressure-time signal.
- b) The time response of the measuring system shall be less than 10^{-2} s.
- c) The linearity of the measuring system over the whole measuring range shall be better than 2×10^{-3} .
- d) Digital recording of the pressure-time function requires a data acquisition frequency greater than or equal to 50 readings per second.
- e) No overload of the measuring system shall be present in a pressure-time function record.
- f) The measuring system shall be calibrated on the site under line pressure equal to mean static pressure at the highest measuring section at zero flowrate.
- g) Low pass filters or pressure damping devices, if any are used to suppress high frequency fluctuations, shall not alter the integral of the differential pressure.
- h) The data processing system shall not introduce errors greater than 0,05 % of the mean differential pressure and 1 ms.
- i) The measuring system must not be temperature sensitive or must be maintained at constant temperature to avoid thermal shift and other problems.

10.4.3.3.2 Computation of discharge

The differential pressure measurements delivered by the transducers are numerically recorded and processed in a computer.

The discharge shall be computed by:

$$Q = \frac{A}{\rho L} \cdot \int_0^t (\Delta p + \xi) dt + q$$

The computer program, with all relevant information, shall be placed at the disposal of all the parties to the contract.

10.4.4 Méthode des diagrammes séparés

10.4.4.1 Mode opératoire

Dans cette variante de la méthode pression-temps, on enregistre indépendamment les variations de pression en deux sections de mesure de la conduite. On peut aussi n'utiliser qu'une seule section de mesure comparée à la surface libre à l'entrée, mais une telle méthode ne peut être utilisée que s'il n'y a pas de cheminée d'équilibre et dans le cas où la longueur de conduite pour laquelle la détermination du facteur de conduite est difficile (entrée convergente, etc.) n'excède pas 2 % de la longueur totale.

Outre les prescriptions spécifiées en 10.4.2.1, la longueur de la conduite entre les deux sections de mesure de pression ne doit pas être inférieure à 50 m et le facteur de conduite F du tronçon entre la cheminée d'équilibre et la section de mesure aval ne doit pas être inférieur à quatre fois celui du tronçon entre la cheminée d'équilibre et la section de mesure amont.

Le mode opératoire est pratiquement le même que décrit précédemment en 10.4.3.

L'appareillage utilisé dans ce cas est présenté schématiquement sur la figure 30 et comporte:

- un appareillage de mesure de la pression d'eau dans chacune des sections de mesure;
- un dispositif d'étalonnage pour le système de mesure de pression;
- un appareillage de mesure du temps;
- des appareillages de mesure du niveau d'eau et de sa variation dans la cheminée d'équilibre;
- un dispositif d'enregistrement.

Tous les éléments de la chaîne de mesure et d'enregistrement doivent être conformes aux prescriptions stipulées en 10.4.3.3.1.

Au cours de chaque séquence, on doit enregistrer les éléments suivants:

- les diagrammes d'étalonnage des dispositifs de mesure de pression avant et après fermeture de la vanne;
- les diagrammes pression-temps avant, pendant et après cette fermeture (il est nécessaire d'enregistrer au moins quatre ondes de pression après la fin de la fermeture);
- le diagramme du niveau d'eau dans la cheminée d'équilibre en fonction du temps ou bien le niveau stabilisé après la fin de la fermeture dans le cas où l'on emploierait la méthode à une seule section de mesure.

Au moins cinq enregistrements doivent être effectués pour chaque point.

10.4.4.2 Calcul du débit

a) Méthode planimétrique: le débit d'eau doit être calculé par la formule suivante:

$$Q = \frac{g}{F} \left(\frac{A_{T_d}}{y_d s_d} - \frac{A_{T_u}}{y_u s_u} \right) + q$$

où les notations utilisées sont les mêmes qu'en 10.4.3.2.2, les indices u et d se référant respectivement aux diagrammes des sections amont et aval.

Les surfaces nettes totales A_{T_u} et A_{T_d} des diagrammes pression-temps correspondant aux deux sections de mesure sont obtenues par planimétrie après détermination de la ligne finale tenant compte des pertes de pression par un procédé similaire à celui qui est décrit en 10.4.3.2.2 et, si besoin est, des variations du niveau d'eau dans la cheminée d'équilibre.

10.4.4 *Separate diagrams method*

10.4.4.1 Mode of operation

In this variant of the pressure-time method, the changes in pressure at two measurement cross-sections of the penstock are recorded separately. It is also possible to use only one measurement section referred to the intake free surface, but such a method can only be used where a surge chamber is not provided and where the length of the penstock, for which the calculation of the pipe factor is difficult (intake bell-mouth, etc.) does not exceed 2 % of the whole length.

In addition to the requirements specified in 10.4.2.1, the length of penstock between the two pressure measuring sections shall be not less than 50 m and the pipe factor F of the penstock from the surge chamber to the lower measuring section shall be not less than four times that from the surge chamber to the upper measuring section.

The mode of operation is practically the same as previously described in 10.4.3.

The equipment used in this case is shown schematically in Figure 30 and comprises:

- a water pressure measuring device at each measurement section;
- a calibration device for the pressure measuring device;
- a time measuring device;
- measuring devices of the water level and of its variation in the surge chamber;
- a recording device.

All parts of the pressure measuring and recording devices shall conform to the requirements stated in 10.4.3.3.1.

The following must be recorded on each run:

- the calibration diagrams of the measuring pressure device before and after the gate closure;
- the pressure-time diagrams before, during and after this closure (at least four pressure waves shall be recorded after the completion of the closure);
- the surge chamber water level-time diagram or the steady-state level after closure, when only one measuring section is used.

At least five recording measurements shall be made for each point.

10.4.4.2 Computation of discharge

a) Planimetric method: The discharge shall be calculated from the following formula:

$$Q = \frac{g}{F} \left(\frac{A_{T_d}}{y_d s_d} - \frac{A_{T_u}}{y_u s_u} \right) + q$$

where the symbols used are the same as in 10.4.3.2.2 and the subscripts u and d refer to the diagrams at the upstream and downstream sections respectively.

The total net areas A_{T_u} and A_{T_d} of the pressure-time diagrams in both measurement sections are obtained by planimetry, after determination of the recovery line accounting for the pressure loss by a process similar to that described in 10.4.3.2.2 and for the water level variation in the surge chamber if any.

- b) Méthode numérique: afin d'éviter le planimétrage, on peut utiliser des programmes de calcul sur ordinateur qui permettent de déterminer la ligne finale, l'aire nette totale et donc le débit. Il est nécessaire de diviser les diagrammes en une trentaine d'intervalles de temps égaux, ces intervalles étant les mêmes pour les diagrammes amont et aval. Le calcul doit être répété un certain nombre de fois jusqu'à ce que l'écart entre deux approximations successives du débit soit inférieur à 0,1 %.

10.4.5 Incertitude de mesure

La méthode pression-temps requiert un appareillage particulièrement bon et une équipe de spécialistes hautement qualifiés pour effectuer les essais, le dépouillement, et pour estimer les incertitudes des résultats. Dans des conditions favorables, on peut estimer l'incertitude totale au niveau de confiance de 95 % à environ $\pm 1,5\%$ à $\pm 2\%$ si l'on utilise la méthode différentielle à l'aide d'un ordinateur, et $\pm 1,8\%$ à $\pm 2,3\%$ dans les autres cas.

Certaines raisons donnent à penser que l'application de la méthode pression-temps dans des conduites de diamètre inférieur à 1 m conduit à surestimer le débit.

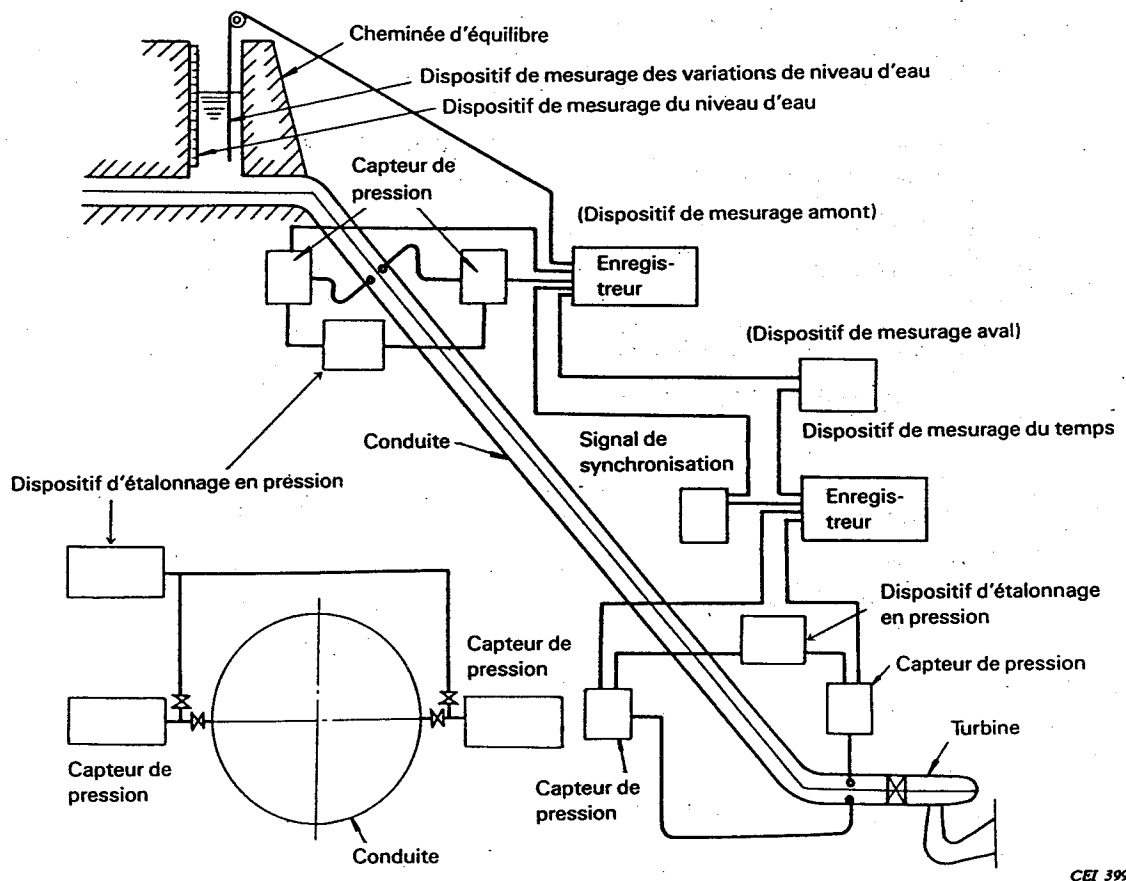


Figure 30 – Mesure pression-temps par la méthode des diagrammes séparés. Disposition de l'appareillage

- b) Numerical method: In order to avoid planimetry, programs of calculation by digital computer are available which determine the recovery line, the total net area and thus the discharge. It is necessary to divide the diagrams into about thirty segments having equal time intervals, these intervals being the same for both the upstream and downstream diagrams. The computation shall be repeated a number of times until the difference between two successive approximations of the discharge becomes less than 0,1 %.

10.4.5 Uncertainty of measurement

The pressure-time method requires especially good instrumentation and a highly qualified staff of specialists to conduct the tests and to carry out the computations and estimate the uncertainty in the results. Under favourable conditions, an overall uncertainty, at the 95 % confidence level, of about $\pm 1,5\%$ to $\pm 2\%$ may be expected when using the computerized differential method and $\pm 1,8\%$ to $\pm 2,3\%$ in other cases.

There are some reasons to believe that applying the pressure-time method in conduits less than 1 m in diameter leads to overestimating the discharge.

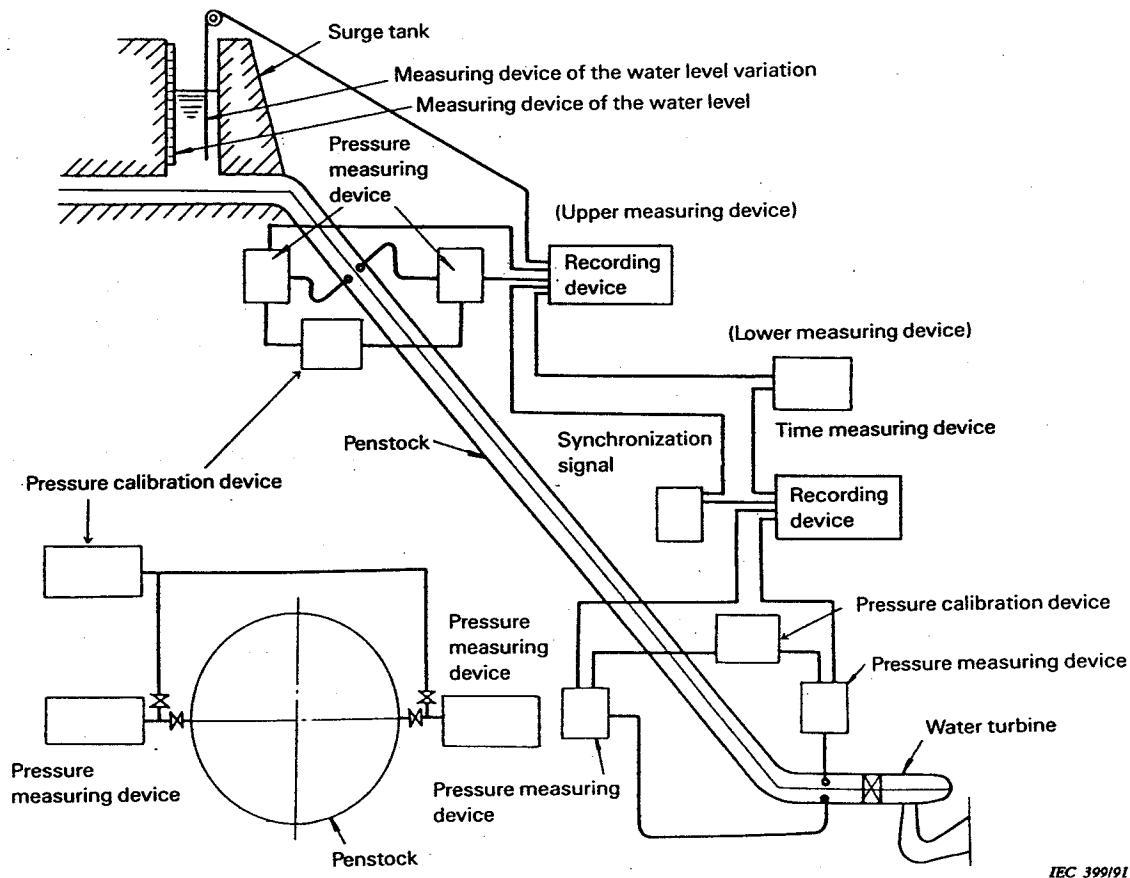


Figure 30 – Pressure-time measurement by separate diagrams method. Arrangement of apparatus

10.5 Méthodes par traceur

10.5.1 Généralités

Il existe trois méthodes de base: deux d'entre elles, connues sous les noms de "méthode d'injection à débit constant" et de "méthode par intégration (injection instantanée)", utilisent le principe de la dilution, alors que la troisième, connue sous le nom de "méthode du temps de transit", est basée sur le mesurage du temps mis par un traceur pour parcourir une distance donnée entre deux sections d'une conduite ou d'un canal découvert. Cependant, en l'état actuel des connaissances, et étant donné le champ d'application de la présente norme, seules la méthode d'injection à débit constant et la méthode du temps de transit en conduite fermée sont recommandées. De plus, la méthode du temps de transit doit être préférée à la méthode d'injection à débit constant du fait des points aberrants et des erreurs aléatoires propres à cette dernière.

Des normes traitant de ces méthodes, avec emploi de traceurs radioactifs ou non, sont disponibles. Dans les paragraphes ci-après, il est fait référence quand il se doit à ces normes, qui peuvent être utilisées dans les limites indiquées pour les essais de réception des turbines hydrauliques et des pompes d'accumulation. Ces méthodes conviennent particulièrement lorsqu'on dispose de grandes longueurs de conduite, ou lorsqu'on peut accroître le mélange du traceur en incluant la machine dans le tronçon de mesure ou en installant des mélangeurs (par exemple des générateurs de turbulence) car la machine, à elle seule, ne produit pas un mélange suffisant.

10.5.2 Méthode d'injection à débit constant

10.5.2.1 Principe de la méthode

Le principe de cette méthode de mesurage du débit consiste à injecter un traceur de façon continue dans l'écoulement principal avec un débit permanent mesuré, et à déterminer la concentration de traceur qui en résulte par rapport à sa concentration initiale, en un point suffisamment à l'aval pour que le mélange soit assuré.

Il n'est pas nécessaire de connaître les caractéristiques géométriques de la conduite, mais il est essentiel de s'assurer qu'il n'existe pas de courants de retour ou transversaux qui pourraient détourner une partie du traceur. De plus, durant l'injection du traceur, sa concentration dans l'eau naturelle doit être constante et ne doit pas excéder 15 % de la concentration des échantillons prélevés.

Le débit Q peut être déterminé par:

$$Q = q \frac{C_1 - C_2}{C_2 - C_0}$$

où:

Q est le débit à mesurer

q est le débit de la solution de traceur injecté

C_0 est la concentration initiale du traceur dans l'eau naturelle

C_1 est la concentration du traceur dans la solution injectée

C_2 est la concentration du traceur à la section d'échantillonnage

10.5.2.2 Application de la méthode

On peut utiliser des traceurs radioactifs ou non, pour autant que soient appliquées les recommandations et procédures décrites dans les parties 1, 2 et 3 de l'ISO 2975.

10.5 Tracer methods

10.5.1 General

Three basic methods exist: two, the “constant-rate-injection method” and the “integration (sudden injection) method”, use the dilution principle and the third, known as the “transit-time method”, is based on a measurement of the time taken for a tracer to travel a specified distance between two cross-sections in a pipe or in an open-channel. However, in the present state of knowledge, and for the purpose of this standard, only the constant-rate-injection method and transit-time method, in closed conduit, are recommended. Moreover, the transit-time method is to be preferred to the constant-rate-injection method, due to the spurious and random errors which can arise when using the latter.

Standards are available for these methods using both radioactive and non-radioactive tracers. Reference is made where appropriate in the sub-clauses below to those standards which can be used, within the limits given, for acceptance tests on hydraulic turbines and storage pumps. The methods are particularly suitable where there are relatively long lengths of penstock available or where additional mixing of the tracer may be obtained by inclusion of the machine in the measuring length or the installation of mixing promoters (e.g. turbulators), as the machine alone does not provide sufficient mixing.

10.5.2 Constant-rate-injection method

10.5.2.1 Principle of the method

The principle of this method of discharge measurement is the continuous injection of a tracer into the main water flow at a steady measured rate and the determination of the resulting concentration of tracer, relative to its initial concentration, at a point far enough downstream to ensure thorough mixing.

It is not necessary to know the geometric characteristics of the pipe but it is essential to ensure that reverse or side currents do not exist which could abort some of the tracer. Also, concentration of the tracer in natural water must be constant and not exceed 15 % of the concentration at the sampling point during injection of the tracer.

The discharge Q can be determined from:

$$Q = q \frac{C_1 - C_2}{C_2 - C_0}$$

where:

- Q is the discharge to be measured
- q is the discharge of tracer solution injected
- C_0 is the initial concentration of tracer in natural water
- C_1 is the concentration of tracer in the injected fluid
- C_2 is the concentration of tracer at the sampling station

10.5.2.2 Application of the method

Radioactive and non-radioactive tracers can be used, provided the recommendations and procedures described in Parts 1, 2 and 3 of ISO 2975 are applied.

10.5.2.3 Incertitude de mesure (voir 10.1.2)

La norme ISO citée en 10.5.2.2 donne toutes les prescriptions nécessaires pour effectuer les mesurages avec succès mais n'indique pas une limite précise de l'incertitude sur la mesure qui en résulte. Il est demandé d'évaluer les sources individuelles d'erreur systématique dans chacune des composantes des mesures et de les combiner avec les erreurs aléatoires par la méthode indiquée, de façon à obtenir une estimation de l'incertitude totale.

Lorsque l'on emploie ces méthodes pour mesurer le débit qui traverse une machine hydraulique au cours d'essais de réception, il importe d'observer les limitations les plus strictes indiquées dans la norme correspondante. Des essais appropriés doivent être effectués pour vérifier que le traceur et l'appareillage de mesure sont bien adaptés aux conditions particulières de l'installation, et que la répartition des vitesses dans le tronçon de mesure est acceptable.

Avec de bonnes conditions de mesure et d'écoulement, l'incertitude systématique au niveau de confiance de 95 % peut être estimée à environ $\pm 1\%$ à $\pm 2\%$.

10.5.3 Méthode du temps de transit

10.5.3.1 Principe de la méthode

La méthode du temps de transit (précédemment appelée "méthode de l'écran salé d'Allen") est basée sur le mesurage du temps de parcours de particules "marquées" du fluide entre deux sections de la conduite séparées par une distance connue.

Le marquage des particules du fluide est réalisé en injectant un traceur dans l'écoulement suffisamment à l'amont des deux sections de mesure (c'est-à-dire de détection); le temps de transit est déterminé par la différence des temps moyens d'arrivée du traceur en chacune des sections de détection. Le débit Q est alors donné par:

$$Q = \frac{V}{\bar{t}}$$

où:

V est le volume de la conduite entre les sections de détection
 $\bar{t}$ est le temps moyen de transit des particules marquées

Les caractéristiques géométriques de la conduite doivent donc être mesurées avec précision pour obtenir le volume V . Cependant l'un des avantages de cette méthode est qu'il n'est pas nécessaire de connaître la concentration du traceur dans la conduite; il faut seulement que l'amplitude du signal enregistré lors du passage des particules marquées devant chaque détecteur soit proportionnelle à la concentration du traceur, le coefficient de proportionnalité n'important pas.

10.5.3.2 Application de la méthode

On peut utiliser des traceurs radioactifs ou non pour autant que soient appliquées les recommandations et procédures décrites dans les parties 1, 6 et 7 de l'ISO 2975.

Toutes les prescriptions spécifiées dans cette norme ISO sont nécessaires pour utiliser ces méthodes de mesure de débit avec succès lors d'essais de réception de turbines hydrauliques ou de pompes d'accumulation. En particulier, l'annexe A de l'ISO 2975-6 expose les conditions détaillées pour l'emploi comme traceur d'une solution saline, ainsi que les spécifications des soupapes d'injection, des électrodes de détection et des circuits électriques associés pour la détection et l'enregistrement des variations de conductivité de l'eau au passage des particules marquées.

10.5.2.3 Uncertainty of measurement (see 10.1.2)

The ISO standard referred to in 10.5.2.2 gives all the necessary requirements for a successful measurement but does not give a specific limit on the uncertainty of the resulting measurement. It is required to estimate the individual sources of systematic errors in each of the component measurements and combine these with the random errors by the method given to obtain an estimate of the total uncertainty.

When applying these methods to the measurement of the discharge through hydraulic machines during acceptance tests, it is important that the strictest limitations given in the relevant standard are observed. Suitable tests must be carried out to check that the tracer and measurement equipment are suitable for the particular conditions of the installation and the flow distribution in the measuring length is acceptable.

With good measuring techniques and flow conditions, the estimated systematic uncertainty at 95 % confidence level should be about $\pm 1\%$ to $\pm 2\%$.

10.5.3 *Transit-time method*

10.5.3.1 Principle of this method

The transit-time method (formerly called the “Allen salt velocity method”) is based on the measurement of the transit time of “labelled” fluid particles between two cross-sections of the conduit a known distance apart.

Labelling of the fluid particles is achieved by injecting a tracer into the flow a sufficient distance upstream of the two measurement cross-sections (i.e. detector positions) and the transit time is determined from the difference of the mean arrival times of the tracer at each of the detector positions. The discharge Q is then given by:

$$Q = \frac{V}{\bar{t}}$$

where:

V is the volume of the pipe between the detector positions
 $\bar{t}$ is the mean transit time of the labelled particles

The geometric characteristics of the pipe must therefore be measured accurately to obtain the volume V . However, an advantage of the method is that the tracer concentration within the pipe need not be known; it is only necessary for the recorded signals of the passage of the “labelled” particles past each detector position to be proportional to the tracer concentration, the proportionality constant being immaterial.

10.5.3.2 Application of the method

Radioactive and non-radioactive tracers can be used, provided the recommendations and procedures described in Parts 1, 6 and 7 of ISO 2975 are applied.

All the requirements specified in that standard are necessary for the successful use of the methods for the measurement of discharge for acceptance tests on hydraulic turbines and storage pumps. In particular, Annex A of ISO 2975-6 sets out the detailed conditions for the use of a salt solution as the injected tracer together with specifications of the injection “pop” valves, the detector electrodes and the associated electrical circuits for detecting and recording the changes in conductivity of the water with the passage of the “labelled” particles.

10.5.3.3 Incertitude de mesure (voir 10.1.2)

La norme ISO citée en 10.5.3.2 donne toutes les prescriptions nécessaires pour effectuer les mesurages avec succès mais n'indique pas de limite précise de l'incertitude sur la mesure qui en résulte.

Il est demandé d'évaluer les sources individuelles d'erreur aléatoire ou systématique dans chacune des composantes des mesures énumérées dans la norme et de les combiner avec les erreurs aléatoires par la méthode indiquée, de façon à obtenir une estimation de l'incertitude totale.

Avec de bonnes conditions de mesurage et d'écoulement, l'incertitude systématique au niveau de confiance de 95 % peut être estimée à environ $\pm 1\%$ à $\pm 1,5\%$.

10.6 Déversoirs

10.6.1 Principe de mesure

Le débit est déterminé en interposant dans l'écoulement à surface libre un déversoir à mince paroi, en mesurant la hauteur de lame sur le déversoir et en utilisant une relation univoque entre le débit et la hauteur de lame. Afin que cette relation soit la mieux connue possible, on doit utiliser uniquement des déversoirs de type rectangulaire sans contraction latérale, à crête mince, avec une contraction complète sur la crête et un déversement libre.

La formule fondamentale pour le calcul du débit est due à Poleni et peut être exprimée sous la forme:

$$Q = \frac{2}{3} C b \sqrt{2g} h^{3/2}$$

où:

Q est le débit

C est le coefficient de débit

b est la longueur de la crête du déversoir (perpendiculairement à l'écoulement)

g est l'accélération due à la pesanteur

h est la hauteur de lame mesurée en amont du déversoir

10.6.2 Description du dispositif de mesure

La plaque constituant le déversoir doit être lisse et plane, principalement sur sa face amont, et doit rester telle pendant toute la durée des mesurages.

Cette plaque doit être de préférence en métal résistant à l'érosion et à la corrosion. Elle doit être rigide, étanche et placée perpendiculairement aux parois et au fond du chenal.

La surface de la crête doit être une surface horizontale, plane et lisse, perpendiculaire à la face amont du déversoir: son intersection avec celle-ci doit être rectiligne et former une arête vive exempte de bavures d'usinage et de rayures. La longueur de l'arête e , mesurée perpendiculairement à la face amont, doit être comprise entre 1 mm et 2 mm. Si la plaque du déversoir est plus épaisse que la longueur de crête permise, l'arête aval doit être chanfreinée suivant un angle de 45° .

Une aération complète de la nappe doit être assurée. La ventilation doit être suffisante pour maintenir l'air sous la nappe approximativement à la pression atmosphérique. La section transversale des orifices de ventilation doit être au moins égale à 0,5 % du produit de la longueur du déversoir b par la hauteur de la crête s_1 au-dessus du niveau d'eau dans le canal de fuite (voir figure 31).

Pendant les essais, il est nécessaire de contrôler l'état de la crête et la forme de la nappe déversante afin d'éviter des conditions défavorables telles qu'une nappe adhérente, un écoulement perturbé turbulent ou pulsatoire.

10.5.3.3 Uncertainty of the measurement (see 10.1.2)

The ISO standard referred to in 10.5.3.2 gives all the necessary requirements for a successful measurement but does not give a specific limit on the uncertainty of the resulting measurements.

It is required to estimate the individual sources of random and systematic errors of the component measurements listed in the standard and combine these with the random errors by the method given to obtain an estimate of the total uncertainty.

With good measuring techniques and flow conditions, the estimated systematic uncertainty at 95 % confidence level should be about $\pm 1\%$ to $\pm 1,5\%$.

10.6 Weirs

10.6.1 Principle of measurement

The discharge is measured by interposing a thin plate weir in a free surface flow, by observing the head over the weir and by employing a unique functional relationship between the discharge and the head over the weir. In order to have the best known relationship, only rectangular weirs without side contraction sharp crested, with complete crest contraction and free overflow shall be used.

The basic formula for calculating the discharge is due to Poleni and can be written as:

$$Q = \frac{2}{3} C b \sqrt{2g} h^{3/2}$$

where:

Q is the discharge

C is the discharge coefficient

b is the length of the weir crest (perpendicular to the flow)

g is the acceleration due to gravity

h is the measured upstream head over the weir

10.6.2 Description of the measuring device

The plate constituting the weir shall be smooth and plain, particularly on its upstream face, and shall remain unaltered for the whole duration of measurements.

This weir plate shall preferably be made of metal which can resist erosion and corrosion. It shall be rigid, watertight and perpendicular to the walls and to the bottom of the channel.

The surface of the weir crest shall be a horizontal, flat and smooth surface, perpendicular to the upstream face of the plate: its intersection with the upstream face shall be straight and form sharp edges, free from burrs or scratches. Its edge width e perpendicular to the upstream face shall be within 1 mm and 2 mm. If the weir plate is thicker than the allowable crest width, the downstream edge shall be chamfered at a 45° angle.

Complete aeration of the nappe shall be secured. The ventilation must be sufficient to keep the air underneath the nappe at approximately atmospheric pressure. The cross-sectional area of the ventilation holes must be at least 0,5 % of the product of the length of the weir crest b times the height, s_1 , of the weir above the water level in the downstream channel (see Figure 31).

During the test, the condition of the crest and the shape of the nappe shall be checked to avoid unsuitable conditions such as an adhering nappe, disturbed or turbulent flow or surging.

10.6.3 Conditions d'installation

Le déversoir est ordinairement disposé du côté basse pression de la machine et l'on doit veiller à ce qu'un écoulement régulier (exempt de tourbillons, de perturbations superficielles ou d'une quantité notable d'air entraîné) existe dans le canal d'approche. Il ne doit y avoir ni fuite ni apport d'eau entre la machine et le déversoir.

Lorsque le déversoir est situé à la sortie de la machine en essais, on doit laisser, entre la sortie de cette machine ou de la conduite de refoulement et le déversoir, une distance suffisante pour que le dégagement des bulles d'air soit terminé avant que l'écoulement atteigne le déversoir. Des panneaux et écrans stabilisateurs doivent être utilisés si nécessaire pour obtenir une répartition uniforme des vitesses dans toute la section transversale. Une surface perturbée, des contre-courants noyés ou encore toute dissymétrie quelle qu'elle soit doivent être corrigés par des écrans appropriés.

Le canal d'approche doit être rectiligne, d'une section transversale uniforme et avec des parois lisses sur une longueur au moins égale à dix fois la longueur b de la crête du déversoir. Si on utilise des écrans ou panneaux de tranquillisation, ceux-ci doivent être placés en amont à une distance du déversoir supérieure à la longueur prescrite ci-dessus. Sur toute cette longueur, la pente du radier doit être très faible ($< 0,005$). Si nécessaire, on peut placer une vanne de dégrèvement mais celle-ci ne doit pas perturber l'écoulement régulier de l'eau le long de la face amont du déversoir.

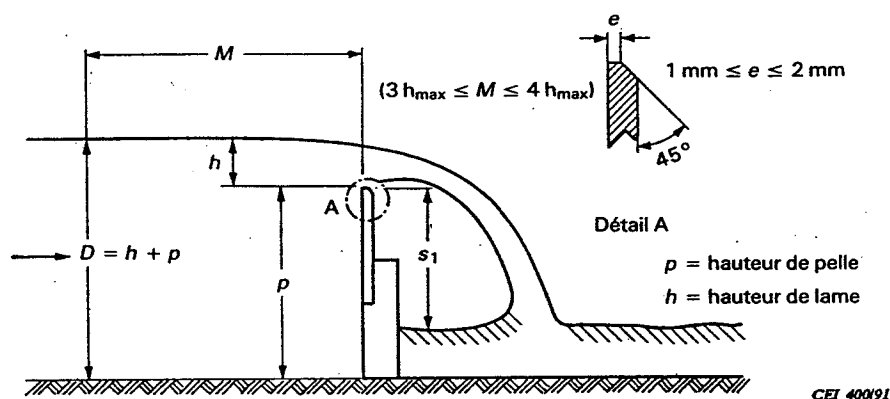


Figure 31 – Schéma d'un déversoir rectangulaire en mince paroi

Les parois du canal au-dessus du niveau de la crête du déversoir doivent être prolongées sans discontinuité en aval du déversoir sur une longueur au moins égale à $0,3 h_{\max}$.

Avant le début des essais, il est recommandé de contrôler la répartition des vitesses d'approche dans le canal par une exploration au moulinet. La figure 32 montre quelques exemples typiques de répartition des vitesses.

10.6.4 Mesurage de la hauteur de lame

La hauteur de lame h sur la crête doit être mesurée à l'amont à une distance comprise entre trois et quatre fois la hauteur de lame maximale. Pour déterminer h , le nombre de points de mesurage uniformément espacés en travers du canal doit être le suivant:

Longueur de crête b	Nombre de points de mesurage
Si $b < 2$ m	2
$2 \text{ m} \leq b \leq 6$ m	3
$b > 6$ m	4 au moins

10.6.3 Conditions of installation

The weir is commonly located on the low pressure side of the machine, and care shall be taken to ensure that smooth flow (free from eddies, surface disturbances or significant amounts of entrained air) exists in the approach channel. There shall be no loss or gain of water between the machine and the weir.

When the weir is located on the outlet side of the machine being tested, it shall be far enough from the machine or the discharge conduit outlet to enable the water to release its air bubbles before reaching the weir. Stilling screens and baffles shall be used when necessary to give a uniform velocity distribution over the whole of the cross-section. Disturbed surface or undercurrents, or asymmetry of any kind, must be corrected by suitable screens.

The approach channel shall be straight and of a uniform cross-section and with smooth walls for a length of at least 10 times the length of the weir crest b . If stilling screens or baffles are used, they shall be located at a distance upstream of the weir greater than the length prescribed above. Along this length, the bottom slope must be very small ($< 0,005$). A desilting sluice can be installed if required, but it shall not disturb the regular flow of water along the upstream face of the weir.

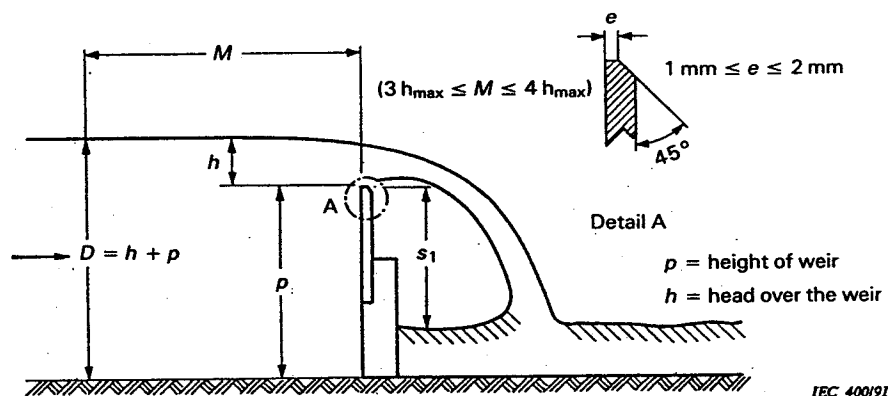


Figure 31 – Sketch of a rectangular sharp-crested weir

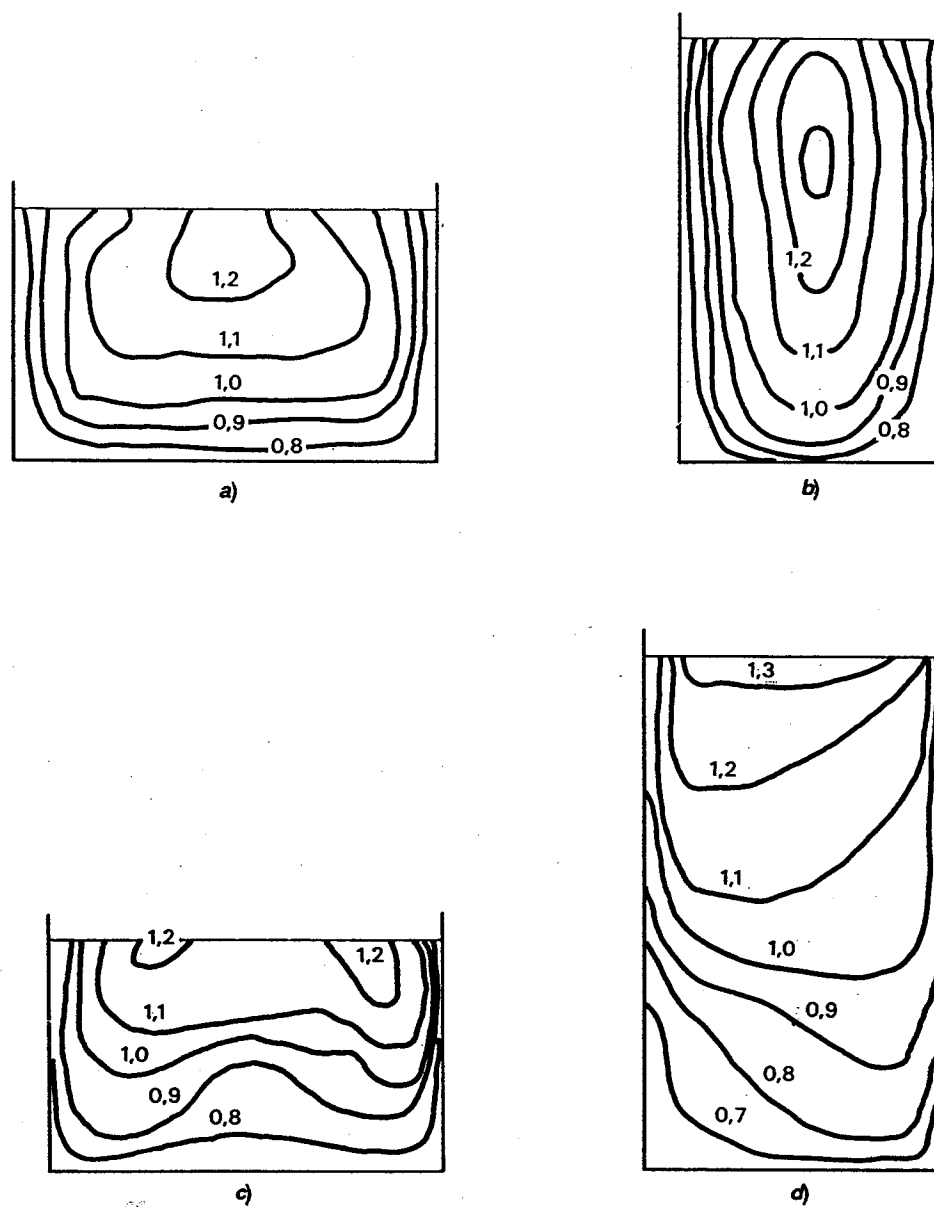
The sides of the channel above the level of the crest of the weir shall extend without discontinuity at least $0,3 h_{\max}$ downstream of the plane of the weir.

Before beginning the tests, it is advisable to check the velocity distribution in the approach channel by current-meter survey. Figure 32 shows some typical examples of velocity distributions.

10.6.4 Measurement of head

The head h above the crest shall be measured upstream of the weir at between three and four times the maximum head. For measuring h the number of measuring points uniformly spaced across the weir channel shall be as follows:

	Length of crest b	Number of measuring points
For	$b < 2$ m	2
	$2 \text{ m} \leq b \leq 6$ m	3
	$b > 6$ m	4 at least

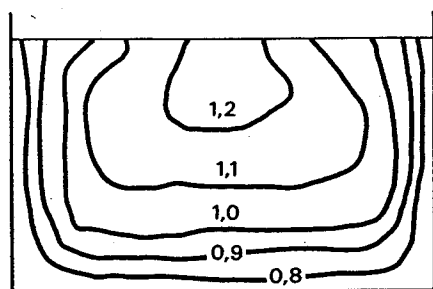


CEI 401/91

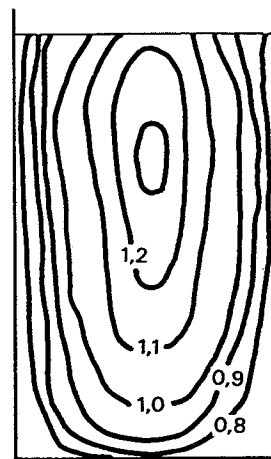
Note. — Les profils de vitesses a) et b) sont des exemples normalement observés qui sont tout à fait acceptables.

Les profils de vitesses c) et d) s'écartent notablement d'une répartition normale et peuvent conduire à des résultats à la limite des valeurs d'incertitude indiquées.

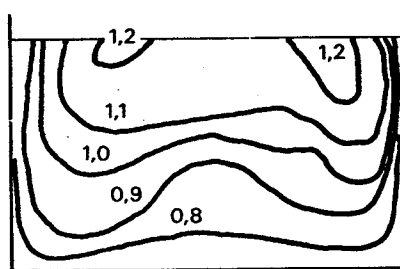
Figure 32 – Exemples de profils de vitesse dans le canal d'approche



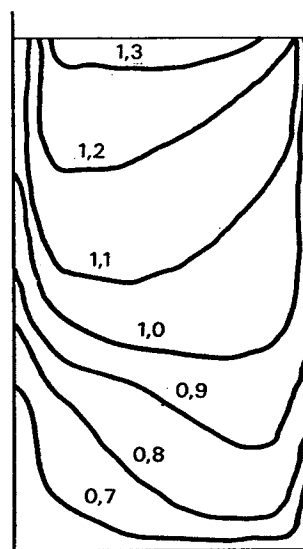
a)



b)



c)



d)

IEC 401191

Note.— The velocity distributions a) and b) provide examples of observed normal distributions which are clearly acceptable.

The velocity distributions c) and d) show appreciable departure from normal distribution which can lead to results at the limit of the specified uncertainty.

Figure 32 – Examples of velocity distributions in the approach channel

Ce nombre peut toutefois être réduit, sans cependant être inférieur à 2, lorsque les vitesses d'approche sont faibles et la répartition des vitesses particulièrement régulière.

Les mesures de la hauteur de lame en chaque point de mesurage ne doivent pas différer de plus de 0,5 %. S'il n'en est pas ainsi, on devra s'efforcer d'y remédier à l'aide de grilles, de plaques ou de radeaux. La moyenne arithmétique de toutes les mesures de hauteur doit être utilisée pour calculer le débit.

Le mesurage de la hauteur de lame peut être effectué à l'aide de limnimètres à pointe droite ou à pointe recourbée (voir 11.5.4.2), à visée optique ou à contact électrique, ou bien par flotteur (voir 11.5.4.3). Ces appareils doivent être placés dans des puits de tranquillisation disposés sur les côtés du canal d'approche, et communiquant avec le canal par des tubulures de liaison qui se terminent par des prises de pression arasées à la paroi du canal et ayant un diamètre de 3 mm à 6 mm sur une longueur au moins égale au double de leur diamètre (voir 11.5.4.8). L'eau du puits de tranquillisation doit être purgée de temps à autre pour s'assurer que sa température est voisine de celle du canal d'approche à ± 2 °C près. S'il est impossible d'utiliser des puits de tranquillisation, des limnimètres à pointe droite peuvent être employés directement dans le canal mais on doit alors doubler le nombre de points de mesurage indiqué ci-dessus et faire au moins deux observations indépendantes pour chaque lecture.

Dans tous les cas, plusieurs lectures de la hauteur de lame doivent être faites en chaque point de mesurage à des intervalles de temps réguliers pour vérifier que les conditions d'écoulement permanent ont été atteintes.

Avant et après chaque série de mesurage, le zéro doit être contrôlé avec précision. Pour cela, on doit prévoir une pointe dont l'extrémité, placée exactement au niveau du seuil du déversoir, est fixée en permanence dans le canal d'approche ou bien dans le puits de tranquillisation ou le puits à flotteur, s'ils ont été prévus.

Lorsque l'écoulement peut être interrompu, le repérage du zéro peut être contrôlé soit à l'aide d'un niveau à lunette et d'une mire, soit à l'aide d'une règle et d'un niveau à bulle, le canal étant vide (voir figure 33a), soit à l'aide d'un appareil spécial fixé directement sur la crête, le plan d'eau étant abaissé un peu au-dessous de celle-ci (voir figure 33b).

Le contrôle du zéro basé sur le niveau de l'eau quand l'écoulement cesse est sujet à de graves erreurs dues aux effets de tension superficielle; aussi cette méthode ne doit-elle pas être employée.

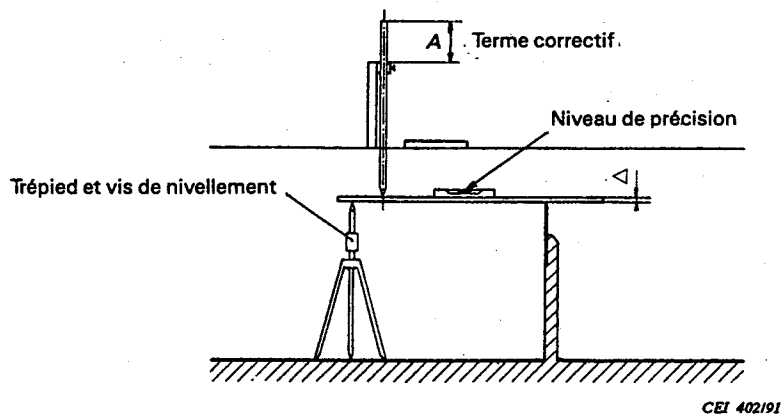


Figure 33 a – Repérage du zéro avec le canal vide

However this number may be reduced to a minimum of 2, where approach velocities are small and the velocity distribution is particularly regular.

Measurements of the head at each point of measurement shall not differ by more than 0,5 %. If they do, every endeavour should be made to meet this requirement by installing screens, baffles or rafts. The arithmetic mean of all the head measurements shall be used for computing the discharge.

Head measurement may be made with point or hook gauges (see 11.5.4.2) with optical sighting or electrical contact or by floats (see 11.5.4.3). These devices shall be placed in stilling wells at the sides of the approach channel, communicating through special pressure connections terminating in taps that are flush with the channel wall, 3 mm to 6 mm in diameter and at least twice the diameter in length (see 11.5.4.8). The water in the stilling well shall be purged from time to time to ensure that its temperature is within ± 2 °C of that in the approach channel. If it is not practicable to use stilling wells then point gauges may be used directly in the channel, but twice the number of measuring points given above shall be used and at least two independent observations made of each reading.

In all cases, several readings of the head at each measuring point shall be made at regular time intervals to check that steady flow conditions have been established.

Before and after each series of measurements, the zero height shall be accurately checked. For this purpose, a pointer shall be provided with its point set exactly level with the crest of the weir and fixed permanently in the approach channel or alternatively in the stilling or float well where provided.

When the flow may be interrupted the zero setting may be checked using either a dumpy level and a staff or a straight edge and a spirit level when the channel is empty (see Figure 33a) or using a special device directly fixed to the crest, the water level being reduced slightly under the crest level (see Figure 33b).

A zero check based on the level of the water at zero discharge is liable to serious errors from surface tension effects and shall not be used.

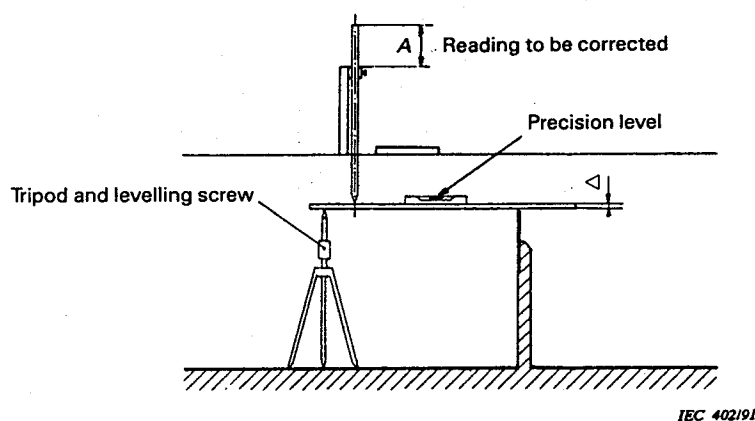
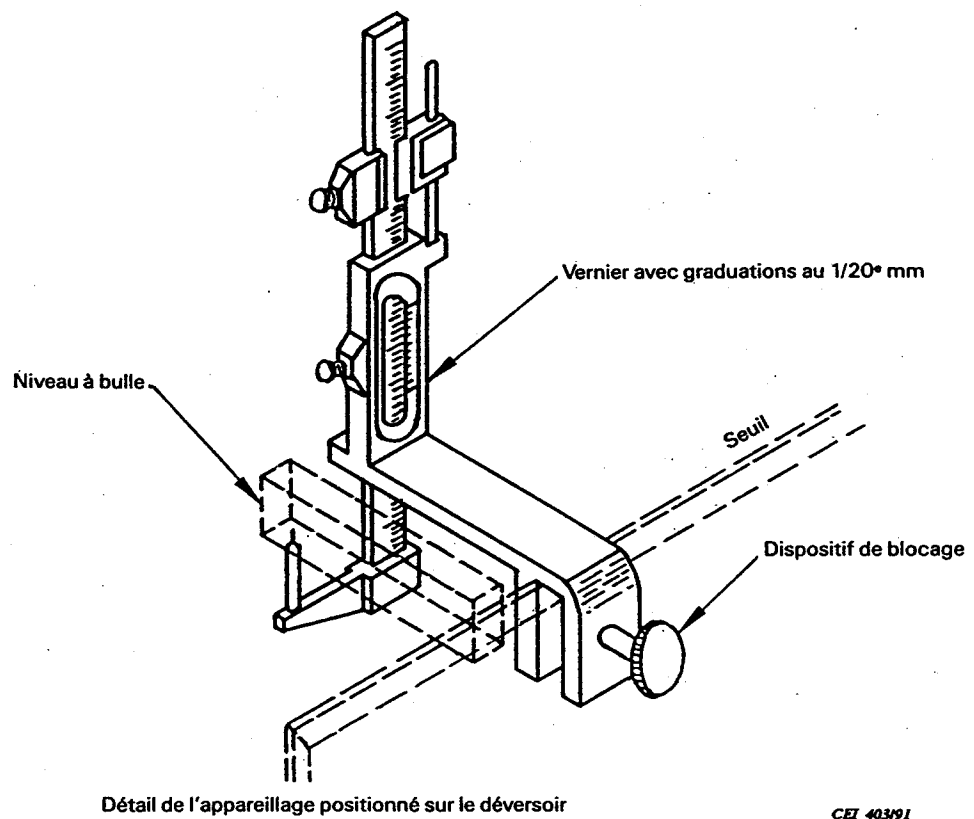
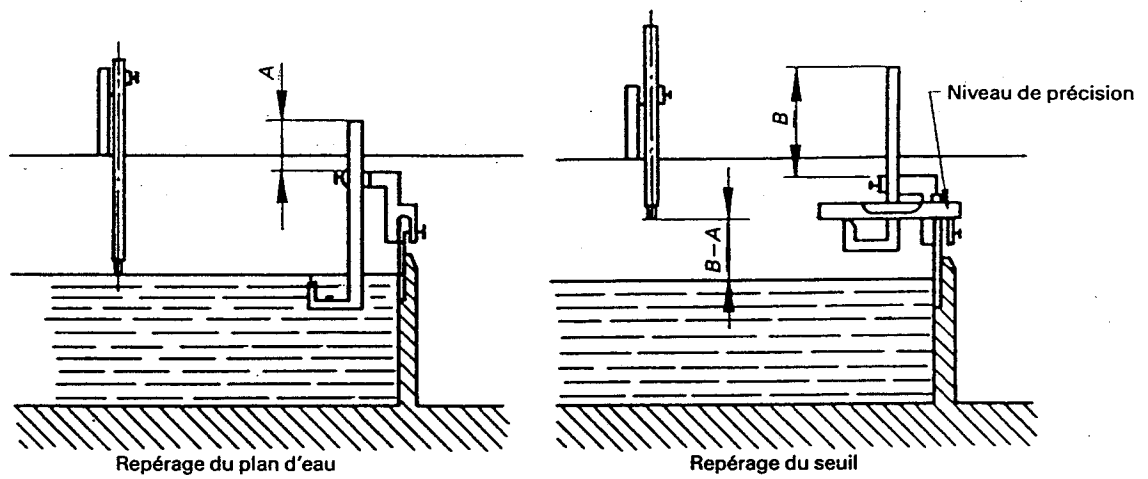
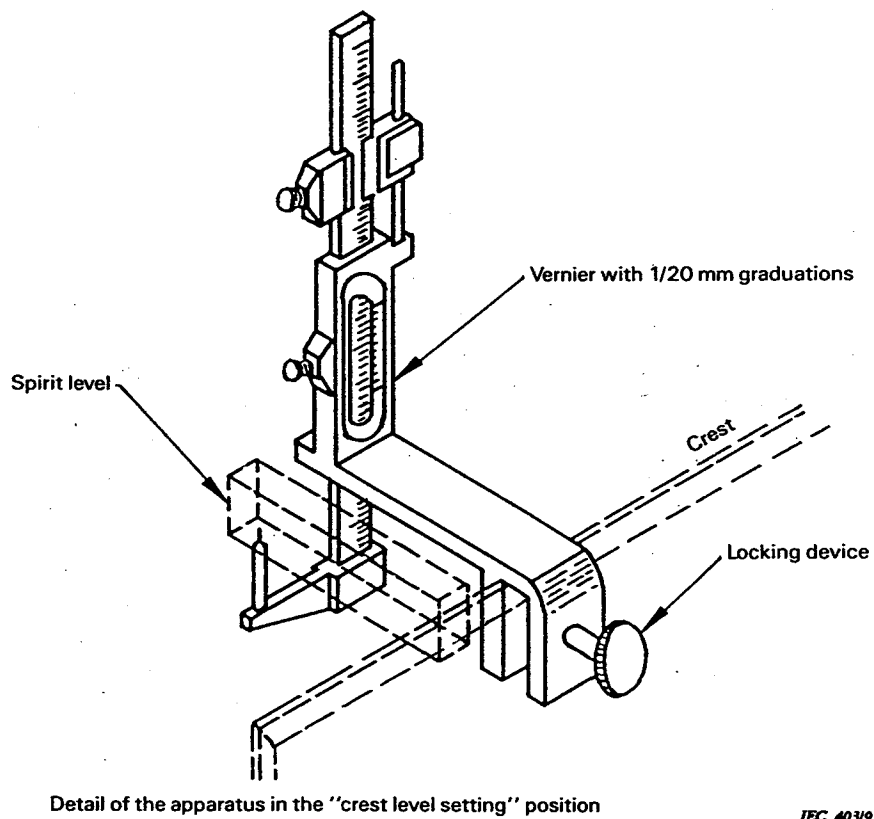
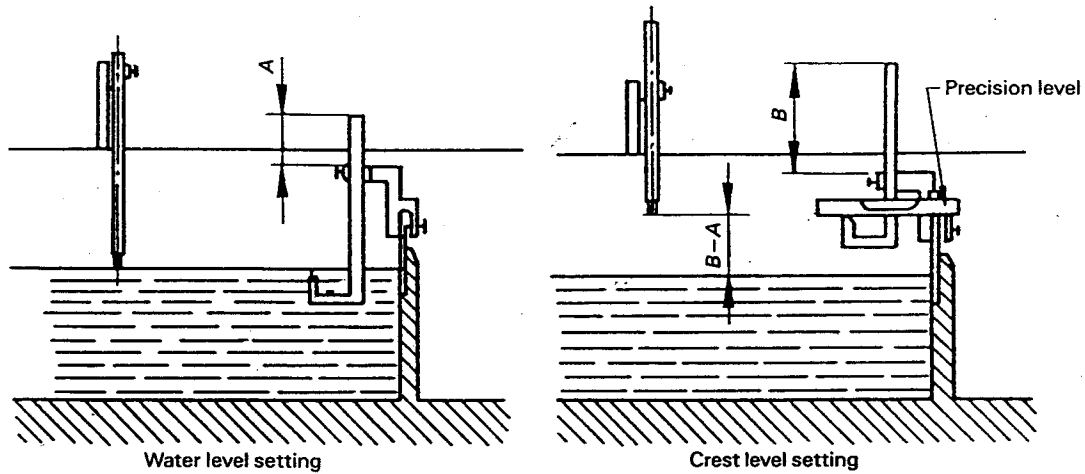


Figure 33 a – Weir zero setting with empty channel



CEI 403/91

Figure 33 b – Repérage du zéro avec l'eau au repos



IEC 403/91

Figure 33 b – Weir zero setting in still-water condition

10.6.5 Formules de débit

Parmi les nombreuses formules empiriques qui ont été proposées pour exprimer la relation hauteur-débit, la formule de la SIA (Société Suisse des Ingénieurs et Architectes – 1924), la formule de Rehbock (1929), la formule de Kindsvater-Carter (1959) et la formule de l'IMFT (Institut de Mécanique des Fluides de Toulouse – 1967) semblent être les préférables*.

Chacune de ces formules a été établie dans des conditions expérimentales qui lui sont propres et ne doit être utilisée que dans les limites indiquées par l'expérience. Même dans ces conditions, les écarts entre les valeurs du débit calculé suivant les différentes formules peuvent atteindre plusieurs pour cent.

Dans de telles circonstances, la formule moyenne suivante doit être utilisée pour calculer le débit:

$$Q = \left(0,4077 + 0,0497 \frac{h}{p} \right) b \sqrt{2g} h^{3/2}$$

avec les restrictions dimensionnelles ci-après:

$$\begin{aligned} b &\geq 0,40 \text{ m} \\ p &\geq 0,30 \text{ m} \\ 0,06 \text{ m} &\leq h \leq 0,80 \text{ m} \\ 0,15 &\leq h/p \leq 1,00 \end{aligned}$$

On doit éviter d'utiliser simultanément les valeurs extrêmes de plusieurs de ces paramètres.

10.6.6 Incertitude de mesure (voir 10.1.2)

La précision des mesures effectuées avec un déversoir rectangulaire à mince paroi dépend de la précision des mesures de la hauteur de lame et de la longueur de crête, ainsi que de la précision du coefficient de débit utilisé. Aussi est-il souhaitable, chaque fois que cela est possible, d'étalonner le déversoir dans les conditions existantes d'installation et d'utilisation.

En l'absence d'un tel étalonnage et si aucun accord mutuel n'a été obtenu entre les différentes parties pour utiliser une des formules expérimentales ci-dessus, le débit doit être calculé à l'aide de la formule moyenne indiquée en 10.6.5.

Avec cette formule et dans les limites dimensionnelles prescrites ci-dessus, l'incertitude (au niveau de confiance de 95 %) due à l'erreur de justesse sur le coefficient de débit reste dans une gamme de $\pm 1,5$ % à condition que le déversoir satisfasse pendant toute la durée des essais aux prescriptions requises.

Des différences dans la répartition des vitesses d'approche, une crête émoussée, une rugosité trop forte de la face amont du déversoir ou une aération imparfaite sous la nappe déversante peuvent altérer sensiblement la relation hauteur-débit.

En dehors des limites dimensionnelles ci-dessus sur b , p et h , l'incertitude sur le coefficient de débit peut augmenter considérablement. Cela est particulièrement vrai pour des valeurs de h/p inférieures à 0,25.

Avec de bonnes conditions de mesurage et d'écoulement, l'incertitude systématique au niveau de confiance de 95 % peut être estimée comprise entre environ $\pm 1,7$ % et ± 3 %.

*Ces formules peuvent être consultées dans l'ISO 1438-1

10.6.5 Discharge formulae

Among many empirical formulae which have been proposed to express the head-discharge relationship, the SIA formula (Swiss Society of Engineers and Architects – 1924), the Rehbock formula (1929), the Kindsvater-Carter formula (1959) and the IMFT formula (Fluids Mechanics Institute of Toulouse – 1967) appear to be preferred*.

Each of these was determined under special experimental conditions and shall be used only within the ranges covered by the experiments. Even then, the differences between the values of discharge calculated by the various formulae may be several per cent.

In such circumstances, the following average formula shall be used for calculating the discharge:

$$Q = \left(0,4077 + 0,0497 \frac{h}{p} \right) b \sqrt{2g} h^{3/2}$$

within the following dimensional restrictions:

$$\begin{aligned} b &\geq 0,40 \text{ m} \\ p &\geq 0,30 \text{ m} \\ 0,06 \text{ m} &\leq h \leq 0,80 \text{ m} \\ 0,15 &\leq h/p \leq 1,00 \end{aligned}$$

The use of the limiting value of more than one parameter at the same time shall be avoided.

10.6.6. Uncertainty of measurement (see 10.1.2)

The accuracy of measurements made with a rectangular thin-plate weir depends on the accuracy of the head and crest length measurements and on the accuracy of the discharge coefficient used. It is therefore desirable that, whenever possible, the weir should be calibrated under the existing conditions of installation and use.

If such a calibration is not carried out and no mutual agreement has been made by the parties for using one of the experimental formulae given above, the discharge shall be computed by the average formula given in 10.6.5.

With the dimensional limitations prescribed above, this formula keeps the uncertainty (at 95 % confidence level) due to the discharge coefficient bias within $\pm 1,5$ %, providing the weir complies with the prescribed conditions throughout the duration of the tests.

Differences in approach velocity distribution, bluntness of crest, excessive roughness of the upstream face of the weir or imperfect ventilation under the nappe can seriously affect the head-discharge relationship.

Outside the range of the above limitations on b , p and h , the uncertainty of the discharge coefficient can increase greatly. This is especially true whenever h/p is below 0,25.

With good measuring techniques and flow conditions, the estimated systematic uncertainty at 95 % confidence level should be about $\pm 1,7$ % to ± 3 %.

*These formulae can be consulted in ISO 1438-1.

10.7 Appareils déprimogènes normalisés

10.7.1 Principe de la méthode

Ce paragraphe traite de la méthode de mesure du débit qui consiste à placer dans la conduite un orifice (diaphragme, tuyère ou tube de Venturi) créant une section étranglée et à mesurer la différence de pression ainsi engendrée. Il ne traite donc pas des dispositifs de contrôle piézométrique tels que la méthode Winter Kennedy, qui ne fournit qu'une valeur relative ou valeur indicienne du débit (voir article 15).

10.7.2 Domaine d'application

La méthode de mesure du débit par appareils déprimogènes fait l'objet de l'ISO 5167, complétée par l'ISO 2186 en ce qui concerne la transmission du signal de pression.

Ces normes donnent toutes les indications nécessaires concernant la réalisation et la mise en place de l'élément primaire, le choix de la section de mesure, la valeur du coefficient de débit, le calcul du débit et de son incertitude. Ces normes ne sont applicables que dans les limites de diamètre de la conduite D et du nombre de Reynolds Re_D précisées dans le tableau I. L'annexe B de l'ISO 5167 donne des indications pour l'utilisation de tubes de Venturi en dehors de ces limites.

TABEAU I – Limites dimensionnelles et nombres de Reynolds pour les organes déprimogènes (valeurs extraites de l'ISO 5167)

Type d'appareil		D (mm)		Re_D ²⁾	
		Minimum	Maximum	Minimum ¹⁾	Maximum
Diaphragme	— à prises dans les angles	50	1 000	5×10^3	∞
	— à prises D et D/2 ou à prises à la bride	50	1 000	3×10^3	∞
Tuyère	— ISA 1932	50	500	2×10^4	10^7
	— à long rayon	50	630	10^4	10^7
Tube de Venturi classique	— à convergent brut de fonderie	100	800	2×10^5	2×10^6
	— à convergent usiné	50	250	2×10^5	10^6
	— à convergent en tôle soudée brute	200	1 200	2×10^5	2×10^6
	Venturi-tuyère	65	500	3×10^4	2×10^6

1) Pour les diaphragmes, les tuyères ISA 1932 et les Venturi-tuyères, les valeurs minimales réelles de Re_D dépendent du diamètre D et/ou du rapport des diamètres d/D .

2) Conformément à l'ISO 5167,

$$Re_D = \frac{v_1 D}{\nu_1}$$

où:

v_1 est la vitesse moyenne de l'écoulement amont ($m \cdot s^{-1}$)

D est le diamètre intérieur de la conduite amont (m)

ν_1 est la viscosité cinématique du fluide ($m^2 \cdot s^{-1}$)

10.7 Standardized differential pressure devices

10.7.1 Principle of the method

This sub-clause deals with the method of discharge measurement which consists in installing in the conduit a device (orifice plate, nozzle or Venturi tube) creating a constricted cross-section and measuring the pressure difference so generated. It does not deal with piezometric control devices, such as the Winter Kennedy method, which provide only a relative or index value of the discharge (see Clause 15).

10.7.2 Field of application

The method of discharge measurement by differential pressure devices is the subject of ISO 5167, supplemented by ISO 2186, concerning the pressure signal transmission.

These standards give all necessary directions concerning the design and the setting of the primary element, the choice of the section of measurement, the value of the flow coefficient, the computation of discharge and its uncertainty. These standards apply only in the range of pipe diameter D and Reynolds number Re_D specified in Table I. Annex B of ISO 5167 gives guidances on the applications of Venturi tubes outside this range.

TABLE I – Limiting dimensions and Reynolds numbers for differential pressure devices (Values extracted from ISO 5167)

Type of device		D (mm)		Re_D ²⁾	
		Minimum	Maximum	Minimum ¹⁾	Maximum
Orifice plate	– with corner taps	50	1 000	5×10^3	∞
	– with D and $D/2$ taps or flange taps	50	1 000	3×10^3	∞
Nozzle	– ISA 1932	50	500	2×10^4	10^7
	– long radius	50	630	10^4	10^7
Classical Venturi tube					
	– with a rough-cast convergence	100	800	2×10^5	2×10^6
	– with a machined convergence	50	250	2×10^5	10^6
	– with a rough-welded sheet- iron convergence	200	1 200	2×10^5	2×10^6
Venturi-nozzle		65	500	3×10^4	2×10^6

1) For orifice plates, ISA 1932 nozzles and Venturi-nozzles, the actual minimum value of Re_D depends upon the diameter D and/or the diameter ratio d/D .

2) According to ISO 5167,

$$Re_D = \frac{v_1 D}{\nu_1}$$

where:

v_1 is the upstream mean flow velocity ($m \cdot s^{-1}$)
 D is the upstream internal pipe diameter (m)
 ν_1 is the kinematic viscosity of the fluid ($m^2 \cdot s^{-1}$)

10.7.3 Incertitude de mesure

Chaque fois qu'il est possible de respecter les prescriptions des normes ISO, il est inutile d'étalonner ces appareils et on peut adopter les coefficients de débit indiqués dans les normes si la précision à laquelle ils conduisent peut être considérée comme satisfaisante. L'ISO 5167 donne tous les éléments nécessaires pour déterminer l'incertitude totale sur les mesures du débit. A titre indicatif, avec de bonnes conditions de mesurage et d'écoulement, l'incertitude systématique au niveau de confiance de 95 % (voir 10.1.2) peut être estimée à environ:

- a) diaphragmes, tuyères ISA 1932 ou tubes de Venturi classiques à convergent brut de fonderie: $\pm 1\%$ à $\pm 1,5\%$;
- b) autres appareils: $\pm 1,5\%$ à $\pm 2\%$.

10.8 Méthode volumétrique

10.8.1 Principe de la méthode

La méthode classique de jaugeage volumétrique est limitée à de faibles débits à cause de la grandeur des citernes ou réservoirs qu'elle nécessiterait. C'est pourquoi elle ne peut normalement pas être utilisée pour des mesurages de débit in situ.

Cependant, une variante de cette méthode peut être adoptée pour mesurer des débits importants. Elle consiste à déterminer la variation du volume d'eau stocké dans le bassin amont ou aval à partir de la variation du niveau d'eau. Si nécessaire, des aménagements doivent être entrepris pour isoler le bassin de sorte qu'il n'existe ni apports ni fuites durant les mesurages.

Pour de tels jaugeages volumétriques, il n'y pas de limite pour la valeur du débit, pour autant que, durant une séquence, la variation d'énergie hydraulique massique soit inférieure à 1 % (sauf valeur différente agréée) et qu'elle obéisse aux prescriptions requises (voir 5.2); le mesurage des autres grandeurs nécessaires à la détermination du rendement doit s'étaler sur toute la période pendant laquelle la variation du niveau de l'eau est mesurée. C'est pourquoi il faut tenir compte de toute variation de puissance ou d'énergie hydraulique massique durant cette période de mesurage.

10.8.2 Bassins pour jaugeages volumétriques

10.8.2.1 Nature et forme des bassins

Les bassins artificiels les plus appropriés aux jaugeages volumétriques sont les bassins en béton à paroi verticale (par exemple le réservoir supérieur d'une installation de pompage d'accumulation). Cependant, lorsque les dimensions augmentent, on trouve surtout des bassins en béton à parois inclinées; des jaugeages volumétriques y sont particulièrement aisés si la pente des parois reste la même dans tout le domaine de mesurage. La forme d'un bassin et la pente des parois devront être considérées avec soin au moment de la conception des installations si le bassin doit être utilisé pour des jaugeages volumétriques.

Les bassins naturels ne peuvent être utilisés que rarement pour des jaugeages volumétriques car on ne peut y obtenir la même précision que dans les bassins artificiels. Cependant, on peut améliorer la précision en défrichant complètement les berges et en les remodelant autant que possible dans tout le domaine de mesurage prévu. Du fait de la nature des berges qui entraîne une absorption ou une résorption d'eau au remplissage ou à la vidange du bassin, le volume réel est supérieur au volume géométrique.

10.8.2.2 Volume des bassins

Le mesurage de la contenance du bassin en fonction des niveaux peut être exécuté de façon d'autant plus précise que le plan du bassin est plus simple et ses parois plus inclinées. On peut déterminer le volume par des mesurages géométriques ou par photogrammétrie.

En tous points de mesurage, il est nécessaire de prévoir des repères de niveau inoxydables appropriés, dont les cotes doivent être rapportées au repère principal de nivellement (voir 4.4.3).

10.7.3 *Uncertainty of measurement*

Whenever it is possible to satisfy the requirements of the ISO standards, it is unnecessary to calibrate the apparatus as the flow coefficients indicated in the standards may be used provided their resulting accuracy is considered sufficient. ISO 5167 gives all the data necessary to estimate the total uncertainty in the discharge measurement. For guidance, with good measuring techniques and flow conditions, the estimated systematic uncertainty at 95 % confidence level (see 10.1.2) should be about:

- a) orifice plate, ISA 1932 nozzle or classical Venturi tube with a rough-cast convergence:
 $\pm 1\%$ to $\pm 1,5\%$;
- b) other devices: $\pm 1,5\%$ to $\pm 2\%$.

10.8 *Volumetric gauging method*

10.8.1 *Principle of the method*

The conventional volumetric gauging method is confined to low discharges, because of the size of the tanks or reservoirs required. Therefore, it is unlikely to be applied to discharge measurements in the field.

Nevertheless, a variant of this method can be adopted for large-scale discharge measurements. It consists in determining the variation of the water volume stored in the headwater or tailwater pond on the basis of the variation of the water level. If necessary, provision shall be made for isolating the pond to ensure that there shall be no inflow to or outflow from it during the measuring time.

For such volumetric measurements, there is no limitation on the magnitude of the discharge provided that, during a run, the change of specific hydraulic energy is less than 1 % (if not otherwise agreed) and subject to conditions to be fulfilled (see 5.2); the measurement of the other quantities required for the determination of the efficiency must extend over the whole period during which the change in water level is measured. Therefore, any variations in the power and specific hydraulic energy during this time of measurement must be taken into account.

10.8.2 *Basins for volumetric measurements*

10.8.2.1 *Type and shape of ponds*

Artificial ponds best suited for volumetric measurements are concrete basins with vertical walls (e.g. headwater basins of pumped storage plants). With increasing size, the ponds are generally provided with inclined concrete walls; these ponds are particularly suitable for volumetric measurements if the slope of the walls remains constant over the whole of the measuring range. The shape of a basin and the slope of the walls should be considered carefully in the planning stage of the plant if the basin is to be used for volumetric measurements.

Natural basins are very rarely suitable for volumetric measurements, since they cannot provide the same accuracy as artificial ponds. Nevertheless, their accuracy can be improved by completely grubbing the banks and smoothing them as far as possible over the expected measuring range. According to the nature of their banks, the actual volume is larger than the geometrical volume, due to absorption or resorption of water by the banks while filling or emptying the ponds.

10.8.2.2 *Volume of ponds*

The volume of the pond as a function of the water levels can be determined more accurately the simpler the plan view of the pond and the steeper the walls. The volume can be determined by geometrical measurement or by photogrammetry.

At the gauging stations, suitable non-corroding level markers shall be provided and their elevations referred to the main bench mark (see 4.4.3).

10.8.2.3 Choix de la tranche utile de niveau d'eau

Il est utile, pour les bassins à paroi oblique et à section asymétrique, d'utiliser une formule d'interpolation mathématique et un ordinateur pour déterminer les valeurs de tarage par tranche régulière de hauteur. Un tracé de l'étalonnage permet alors de déterminer la tranche d'élévation la plus adaptée au mesurage du débit. Les essais devront se dérouler dans cette tranche et la durée de chaque séquence devra être telle que l'incertitude sur la variation de volume soit inférieure à $\pm 1\%$.

10.8.2.4 Nombre et aménagement des points de mesurage

Le mesurage du niveau d'eau dans le bassin sera d'autant plus facile et précis que l'aménagement des points de mesurage et leur accès auront été étudiés au moment de la construction du bassin.

Le niveau de l'eau doit être mesuré simultanément en au moins quatre points judicieusement répartis. Dans les bassins de forme irrégulière, il est recommandé d'augmenter suffisamment le nombre de points de mesurage afin d'obtenir une valeur moyenne représentative du niveau d'eau moyen, en particulier s'il y a du vent ou si les vitesses d'écoulement dans le bassin ne sont pas négligeables.

En chacun des points de mesurage, on doit procéder aux aménagements nécessités par l'appareillage de mesurage envisagé. Dans la plupart des cas, il est nécessaire de mettre en place des puits ou des tubes de tranquillisation dans lesquels seront montés les limnimètres ou les flotteurs (voir 11.5.4.8 et 11.5.4.3). L'utilisation d'un appareil bulle à bulle nécessitant de l'air comprimé ne demande qu'un minimum d'aménagements (voir 11.5.4.7). On peut aussi utiliser des échelles limnimétriques (voir 11.5.4.4) qui peuvent être soit verticales (fixées aux parois ou sur un support en escalier selon les circonstances) soit inclinées suivant la pente des rives; il faut alors assurer une lecture précise des niveaux soit par des postes d'observation réglables, soit par des volées d'escaliers. Il faut aussi prévoir des bornes de nivellement scellées comme indiqué en 10.8.2.2, permettant de raccorder les échelles entre elles ainsi qu'au repère principal de nivellement et éventuellement de convertir les mesurages le long des parois inclinées en cotes verticales. Des précisions sur les mesurages de niveau d'eau sont données au paragraphe 11.5.

10.8.3 Exécution des mesurages

10.8.3.1 Influences perturbatrices

L'influence du vent sur le niveau d'eau peut, selon la situation et les dimensions du bassin, et selon la cote du niveau choisi pour les mesurages, être déterminante, si bien que les mesurages ne peuvent être faits que par temps calme. Un contrôle de cette influence est possible et utile, par comparaison des niveaux d'eau mesurés aux différents points, les vannes de garde de toutes les machines étant fermées.

Les aménagements prévus en 10.8.2.4 peuvent suffire pour se prémunir contre un léger clapotis mais s'il se produit une houle plus importante ou de longue période, les mesurages doivent être interrompus tant que celle-ci subsiste.

L'influence de la pluie ou de l'évaporation est à estimer et, si nécessaire, les mesurages doivent être interrompus jusqu'à un moment plus favorable.

Les fuites à travers les parois d'un réservoir artificiel ou à travers le fond d'un bassin naturel peuvent affecter notablement les mesures. On doit estimer l'importance des fuites en mesurant la variation du niveau sur des périodes de longue durée avec toutes les machines à l'arrêt. Cette estimation doit être faite pour un certain nombre de niveaux différents dans le bassin, et dans des conditions aussi proches que possible de celles des essais véritables, particulièrement en ce qui concerne le degré de saturation en eau des sols environnants. Pour les réservoirs artificiels, on peut également faire ce contrôle en mesurant leurs fuites directement.

Toutes les remarques ci-dessus s'appliquent également aux apports possibles dans le bassin.

10.8.2.3 Choice of water-level range

With a pond having sloping walls and an asymmetric cross-section, it is good practice to use a mathematical interpolation formula and an electronic data-processing system to determine the calibration values at regular height intervals. A plot of the calibration will indicate the range of elevations best suited for a discharge measurement. The tests should be confined to this range and the duration of each run should be such that the uncertainty in the change in volume is less than $\pm 1\%$.

10.8.2.4 Number and arrangement of measuring points

Water level measurement in the pond will be made easier and more accurate by giving careful consideration to the arrangements for the measuring points and their approaches at the time the pond is built.

The water level shall be measured simultaneously at least at four points judiciously located. In irregularly shaped ponds, it is recommended that the number of measuring points should be increased sufficiently to achieve an average value representative of the mean water level, particularly if wind occurs or if the flow velocities in the pond are not negligible.

At each measuring point, a suitable arrangement shall be made for the intended measuring device. In most cases, stilling pipes or wells shall be established, in which the water gauge or float is installed (see 11.5.4.8 and 11.5.4.3). The use of a bubbler gauge using compressed air requires only minimum arrangements (see 11.5.4.7). Staff gauges (see 11.5.4.4) may also be used either vertical (attached to the walls or fastened on step frames according to the circumstances) or inclined along the slope of the bank; it is then necessary to ensure an accurate reading of the levels by providing either adjustable observation stands or flights of stairs. It is also necessary to provide fixed level marks, as mentioned in 10.8.2.2, allowing the gauges to be correlated with each other and with the main bench mark and eventually to convert the oblique measurements along the banks to vertical heights. Details of water level measurements are given in clause 11.5.

10.8.3 Operation of measurement

10.8.3.1 Disturbing effects

Depending on location and size of the pond and the water level chosen for the measurements, the influence of the wind on the actual water level may be such an important factor that measurements can be conducted only during a calm period. With the gates and/or shut-off valves of all machines closed, it is possible and advisable to assess this influence by making a comparison of the water levels measured at various points.

The arrangements prescribed in 10.8.2.4 may be sufficient to obviate errors due to small waves, but in the event of a heavy swell or swell with a long period the measurements must be suspended until the swell subsides.

The influence of rainfall or evaporation must be assessed, and if necessary, the measurements must be suspended until favorable conditions exist.

Leakage through the walls of an artificially formed pond or through the bed of a natural basin can seriously affect the measurements. An assessment of the amount of leakage shall be made by measuring the change in water level over extended periods of time with all machines shut down. This assessment shall be made at a number of different heights of water in the pond or basin under conditions as nearly as possible identical to those for the actual tests, particularly with regard to the water saturation in the surrounding earth. For artificial ponds, it is also possible to measure directly the leakage from the pond.

All the above considerations also apply to the possible inflow into the pond.

En raison de tous les effets perturbateurs indiqués ci-dessus, la cote de référence de chaque limnimètre ne peut pas être déduite de la cote de la surface du plan d'eau lorsque toutes les vannes sont fermées. Un nivellement soigneux de chacun de ces limnimètres par rapport à un repère de référence est recommandé.

10.8.3.2 Durée de mesurage

La durée de mesurage est donnée par le temps mis par le plan d'eau pour balayer la tranche de mesurage définie en 10.8.2.3.

Si on ne peut obtenir la différence de niveau souhaitée qu'avec une durée de mesurage excessive, il en résultera probablement un accroissement de l'incertitude sur la détermination de la puissance et de la hauteur de chute moyennes.

Le nombre des lectures pendant la durée d'une séquence doit être tel qu'un graphique précis de la variation de niveau en fonction du temps puisse être établi; ces lectures doivent être plus rapprochées au voisinage du début et de la fin de la séquence. Pour y parvenir, il est impératif que les mesurages soient simultanés en tous points.

10.8.3.3 Mesurage des grandeurs autres que le débit

Les mesurages de pression ou de niveau utilisés pour déterminer l'énergie hydraulique massique, les lectures des wattmètres pour le mesurage de la puissance et les mesurages de vitesse de rotation (ceux-ci sont particulièrement importants pour le fonctionnement en pompe) doivent être effectués simultanément avec les mesurages du niveau dans le bassin.

Il est recommandé d'effectuer une série de jaugeages volumétriques pour étalonner à différents régimes un dispositif de contrôle secondaire du débit (voir article 15). Des essais indicatifs peuvent être mis en œuvre pour étendre le programme général d'essais, pour contrôler la constance du débit pendant la durée d'un jaugeage volumétrique ou pour en connaître l'évolution pendant une séquence, lorsque la variation de l'énergie hydraulique massique est significative.

10.8.4 Analyse des résultats d'essais

Les cotes moyennes du plan d'eau sont calculées à partir des mesures simultanées effectuées en différents points.

Le débit moyen pendant la durée de la séquence résulte de la variation du volume d'eau donnée par le tableau de tarage (voir 10.8.2.3) entre les niveaux de début et de fin de la séquence, et du temps de mesurage correspondant.

On doit s'assurer de la stabilité du débit pendant la durée du mesurage en déterminant des valeurs intermédiaires du débit portant sur des intervalles de temps plus courts compris dans la durée totale. Ces valeurs doivent être comparées à celles qui auront été déduites des mesurages indicatifs durant les mêmes intervalles de fonctionnement.

Toutes les lectures individuelles doivent être enregistrées de façon à procurer des éléments pour déterminer l'incertitude aléatoire.

10.8.5 Incertitude de mesure (voir 10.1.2)

Pour la méthode volumétrique de mesurage du débit, l'incertitude de mesure est fonction en premier lieu de la définition de la surface ou du volume du bassin. Seules des valeurs indicatives pouvant varier selon les dimensions et la forme des bassins, ainsi que selon l'ampleur des moyens mis en œuvre pour déterminer les surfaces et les cotes, peuvent être indiquées pour les grands bassins. C'est pourquoi il est impératif que ces valeurs indicatives soient contrôlées en coopération avec les services responsables des tarages du bassin.

Valeurs indicatives de l'incertitude sur la définition du volume:

- a) bassin en béton à paroi verticale: $\pm 0,5\%$ à $\pm 0,8\%$;
- b) bassin en béton à paroi inclinée: $\pm 0,7\%$ à $\pm 1\%$.

Due to all the disturbing effects indicated above, the elevation of the datum of each level indicator cannot be ascertained through elevation of the water surface with all gates closed. A careful levelling between each datum and reference bench mark is recommended.

10.8.3.2 Duration of measurement

The duration of measurement is the time taken by the water level to cover the measuring range specified in 10.8.2.3.

If the desired water level variation can only be obtained with an excessively long duration of measurement, the uncertainty in the determination of the mean power and head will probably be increased.

The number of readings within the duration of a run must be so chosen that a well-defined graphical record of the water level variation as a function of time can be prepared; these readings shall be closer near the beginning and the end of the run. To achieve this, simultaneous measurements at all points are imperative.

10.8.3.3 Measurement of quantities other than discharge

The pressure or water level measurements used for the determination of specific hydraulic energy, the readings of the wattmeters for power measurement and the measurements of speed (the latter are particularly important in pump operation) must be carried out simultaneously with the water level measurements in the pond.

It is recommended that a series of volumetric gaugings be made for calibrating a secondary discharge measuring device over a range of loads (see Clause 15). Index tests may be used to augment parts of the general test programme, to check the constancy of the discharge over the duration of a volumetric gauging or to determine its variation during a run where the change in specific hydraulic energy is significant.

10.8.4 Analysis of the test results

The average water levels are computed from the simultaneous measurements made at the various locations.

The mean discharge over the duration of the run is obtained from the variation of the water volume given by the calibration table (see 10.8.2.3) between the water levels at the beginning and the end of the run and the relevant measuring time.

The constancy of the flow rate over the duration of measurement shall be checked by determining the discharge within shorter intervals of time included in the whole duration. These check values shall be compared to the corresponding values deduced from the index test during the same intervals of operation.

All individual readings shall be recorded in order to provide data to determine the random uncertainty.

10.8.5 Uncertainty of measurement (see 10.1.2)

For discharge measurements by the volumetric method, the uncertainty of measurement depends primarily on the pond area or volume determination. For large ponds, only approximate values can be given which may vary, depending on size and shape of the ponds and completeness of the methods used for the area and elevation determinations. Therefore, it is imperative that these approximate values be checked in consultation with those in charge of the pond calibration.

Approximate values of the uncertainty of the volume determination:

- a) concrete pond with vertical walls: $\pm 0,5\%$ to $\pm 0,8\%$;
- b) concrete pond with sloping banks: $\pm 0,7\%$ to $\pm 1,0\%$.

Dans le cas *b*) le tarage est supposé être effectué par triangulation, nivellement, photogrammétrie et relevés tachéométriques complémentaires.

Pour les bassins naturels, aucune indication générale n'est possible (voir 10.8.2.1).

En plus de cette incertitude résultant du tarage du bassin, il faut tenir compte de:

- a) l'incertitude sur le mesurage de la durée de remplissage ou de vidange;
- b) l'incertitude sur la détermination de la cote du plan d'eau qui est à définir pour chaque séquence en fonction des conditions de mesurage et des diverses sources d'erreurs énumérées en 10.8.3.1.

Dans de bonnes conditions, l'incertitude systématique au niveau de confiance de 95% peut être estimée comprise entre environ $\pm 1\%$ et $\pm 2\%$.

Pour l'essai de réception d'une pompe-turbine, dont les garanties contractuelles accordent un poids égal au rendement en turbine et en pompe, on peut ne pas tenir compte, dans une large mesure, pour la détermination de l'incertitude globale, de l'erreur sur l'évaluation des surfaces du bassin, pour autant que tous les mesurages soient effectués dans la même gamme de niveau.

11. Energie hydraulique massique de la machine

11.1 Généralités

11.1.1 Objet

L'énergie hydraulique massique de la turbine est l'une des caractéristiques principales, et elle doit être calculée lors de n'importe quel essai de machine hydraulique.

La formule permettant de l'évaluer est donnée en 2.3.6.2. L'annexe F explique comment la formule est établie.

L'énergie massique nette positive d'aspiration est également une caractéristique importante et devra en principe être déterminée. Sa formule est donnée en 2.3.6.9.

11.1.2 Méthode de détermination

Pour déterminer l'énergie hydraulique massique de la machine, il est nécessaire de déterminer l'énergie massique de l'eau dans les sections de référence haute et basse pression. Dans la pratique, il n'est pas toujours possible de mesurer la pression dans les sections de référence. On détermine alors la pression absolue, la vitesse moyenne et l'altitude dans des sections de mesure placées aussi près que possible des sections de référence correspondantes et choisies de telle sorte que des mesures de grande précision puissent être réalisées.

Chaque fois que possible, des méthodes directes seront utilisées pour la mesure de la pression, et ce en particulier du côté basse pression, où la section de mesure devrait être placée dans l'aspirateur. Dans certains cas, cette méthode doit être remplacée par une mesure de niveau libre.

11.1.3 Conditions de régime permanent et nombre de lectures

Les lectures requises pour déterminer l'énergie hydraulique massique ne se feront que lorsque les conditions de régime permanent décrites en 5.2.1 seront atteintes, et à intervalles réguliers comme précisé en 4.7.2. Le nombre de lectures et les intervalles les séparant seront conformes aux indications de 5.1.2. Si les mesures sont enregistrées (graphes, bandes perforées ou magnétiques, etc.), au moins deux lectures directes devraient être prises par séquence, à titre de contrôle.

In case *b*) the pond requires surveying by means of triangulation, established survey system, photogrammetry and supplementary tacheometry.

For natural ponds, no information can be furnished (see 10.8.2.1).

In addition to the uncertainty due to the pond calibration, consideration shall be given to:

- a) the uncertainty of the measurement of filling or emptying time;
- b) the uncertainty of the water level determination, to be assessed for each run on the basis of the measurement conditions and of the various sources of error listed in 10.8.3.1.

With good conditions, the estimated systematic uncertainty at 95% confidence level should be about $\pm 1\%$ to $\pm 2\%$.

In the acceptance test of a pump-turbine, if the contractual guarantees give an equal weight to the turbine and pump efficiencies, the uncertainty due to the determination of the pond areas may be to a large extent ignored for the evaluation of the total uncertainty, provided all the measurements are carried out in the same range of water levels.

11. Specific hydraulic energy of the machine

11.1 General

11.1.1 Object

The specific hydraulic energy of the machine is a main characteristic and it must be calculated in any test of a hydraulic machine.

The formula enabling its evaluation is given in 2.3.6.2. Appendix F explains the derivation of this formula.

The net positive suction specific energy is also an important characteristic and should normally be determined. The formula is given in 2.3.6.9.

11.1.2 Method of determination

To determine the specific hydraulic energy of the machine, it is necessary to evaluate the specific energy of water in the high pressure and low pressure reference sections. In practice it is not always possible to measure the pressure at the reference sections. The absolute pressure, the mean velocity and the elevation are then determined as near as possible to the corresponding reference sections and chosen so as to achieve measurements of high accuracy.

Whenever possible direct pressure measurements shall be used, in particular on the low pressure side where the measuring section should be located within the draft tube. In some cases, this method has to be replaced by free water level measurement.

11.1.3 Steady-state conditions and numbers of readings

Readings required to determine the specific hydraulic energy shall be taken only when steady-state conditions prevail as defined in 5.2.1 and at regular intervals, as prescribed in 4.7.2. The number of readings and the intervals between them shall be as specified in 5.1.2. If the measurements are recorded (graphs, punched tape, magnetic tape, etc.), at least two direct readings for each run should be taken for the purpose of checking.

11.2 Détermination de l'énergie hydraulique massique

11.2.1 Sections de mesure

11.2.1.1 Généralités

Les conditions de base pour obtenir une détermination précise de l'énergie hydraulique massique sont mentionnées en 11.1.2. Les caractéristiques requises pour une section de mesure de pression sont données en 11.4.1.

11.2.1.2 Sections de mesure décalées

La raison principale pour décaler, au moment du projet, une section de mesure par rapport à une section de référence, est la perturbation de l'écoulement, soit par la machine elle-même, soit par les conduites et leurs accessoires. Un tel décalage peut également devenir obligatoire lors de l'essai si des dispositions de mesure adéquates n'ont pas été prévues.

La section de référence côté haute pression d'une pompe est un cas typique où les répartitions de pression et de vitesse peuvent être telles que le calcul de l'énergie hydraulique massique à partir des valeurs moyennes mènerait à des erreurs significatives. Une section de mesure située à quelques diamètres de conduite après la pompe permettra généralement d'augmenter la fiabilité des mesures.

Une vanne papillon située près de la section de référence haute pression d'une turbine est un autre cas difficile, car les pertes dues à la vanne sont aussi difficiles à évaluer que l'effet de la vanne sur les mesures.

Un autre cas difficile apparaît quand la section de mesure haute pression d'une turbine ne peut pas être placée à l'aval des grilles d'entrée. Dans ce cas, le calcul des pertes d'énergie hydraulique massique devra faire l'objet d'un accord avant le début des essais.

Si des prises de pression n'ont pas été prévues et ne peuvent pas être installées pour les essais, il est nécessaire de localiser les sections de mesure en des endroits où l'écoulement est accessible; de tels emplacements sont très souvent des sections à écoulement libre. En particulier, s'il n'est pas possible de mesurer la pression dans l'aspirateur, le niveau dans le canal côté basse pression doit être mesuré directement au-dessus de la sortie (pour une turbine) ou de l'entrée (pour une pompe) de l'aspirateur, ou aussi près d'elle que possible (voir figure 40).

11.2.1.3 Correction de l'énergie hydraulique massique pour des sections de mesure décalées

Quand la section de mesure n'est pas la section de référence, la perte d'énergie hydraulique massique entre ces deux sections sera prise en compte en faisant intervenir la direction de l'écoulement, la répartition des vitesses, la position relative des deux sections et la récupération réelle d'énergie cinétique qui peut intervenir entre elles. L'évaluation de cette perte peut se fonder sur des connaissances théoriques et sur des expériences pratiques.

Avant de décider d'utiliser une section de mesure décalée, on doit examiner l'incertitude introduite par l'évaluation de la perte d'énergie hydraulique massique comparée à celle due à des conditions de mesures défavorables à la section de référence.

11.2 *Determination of the specific hydraulic energy*

11.2.1 *Measuring sections*

11.2.1.1 General

The basic conditions to achieve an accurate determination of the specific hydraulic energy are mentioned in 11.1.2. Requirements for a pressure measuring section are given in 11.4.1.

11.2.1.2 Shifted measuring sections

The main reason for shifting the measuring section away from the reference section at the design stage is flow perturbation from the machine itself or from the conduit and its accessories. Such a shift may also be mandatory at the time of the test by an absence of adequate provision for testing.

The high pressure reference section of a pump is a typical case since the pressure and velocity distribution may be such that the calculation of specific hydraulic energy from the mean values would result in significant errors. A measuring section located some conduit diameters away from the pump will generally increase the reliability of the measurement.

A butterfly valve close to the high pressure reference section of a turbine is another difficult situation, since the loss due to the valve is as difficult to assess as its effect on the measurement.

Another difficult case occurs when the high pressure side measuring section in the case of a turbine cannot be located downstream of the intake trash racks. In this case the calculation of the specific hydraulic energy losses has to be agreed upon prior to the test.

When pressure taps have not been provided, and cannot be added for the test, it is necessary to locate the measuring sections in places with access to the flow; this results quite often in using sections with a free surface flow. In particular, if it is not possible to measure the pressure inside the draft tube, the tailwater level shall be measured directly above the draft tube outlet (turbine)/inlet (pump) or as close to it as possible in the tailrace (see Figure 40).

11.2.1.3 Specific hydraulic energy correction for shifted measuring sections

When the measuring section is not the reference section, the loss of specific hydraulic energy between the measuring section and the reference section shall be taken into account, due consideration being given to the flow direction and distribution, the relative position of the two sections and the actual kinetic energy recovery which may take place between them. Evaluation of this loss may be based on theoretical knowledge and practical experience.

Before a decision is made to use a shifted measuring section, due consideration shall be given to the uncertainty introduced by the loss calculation as compared to that arising from unsatisfactory measuring conditions at the reference section.

11.2.2 Niveaux de référence

11.2.2.1 Plan de référence

Les élévations sont à exprimer par rapport à un plan de référence, par exemple le niveau moyen de la mer.

11.2.2.2 Points géodésiques

Un point d'altitude fixée, appelé "point géodésique principal", doit être choisi ou installé dans chaque centrale hydraulique. L'altitude de ce point géodésique doit être établie par rapport au plan de référence choisi (voir 11.2.2.4).

Un point géodésique officiel est généralement disponible, par exemple un de ceux des relevés topographiques nationaux.

Le point géodésique principal (ou repère principal de nivellement, voir 4.4.3) doit être clairement marqué, afin d'éviter toute possibilité d'erreur.

Si aucun point géodésique n'est disponible, la cote de référence de la machine peut être choisie comme repère principal de nivellement.

Les altitudes des points géodésiques auxiliaires, définissant les cotes de référence des instruments de mesure, doivent être déterminées avec précision par rapport au point géodésique principal, avant le début de l'essai.

Tous les points géodésiques resteront strictement en place jusqu'à l'acceptation du rapport final d'essai.

11.2.2.3 Niveaux de référence des instruments

Chaque instrument de mesure de pression ou de niveau libre doit être muni d'un repère inamovible. L'altitude z_M de ce repère est appelée "niveau de référence de l'instrument". La différence entre le niveau de référence de l'instrument et le point géodésique est $Z_M = z_M - z_B$ (voir figure 34a).

Un exemple montrant les altitudes et hauteurs principales est donné dans la figure 34b.

11.2.2.4 Différences d'altitude

Il est seulement important d'établir avec précision les différences d'altitude. L'altitude exacte du point géodésique principal est d'importance secondaire. Pour mesurer des différences d'altitude (hauteurs), il faut disposer d'instruments de nivellement de précision adéquate; pour de faibles hauteurs, des mètres à ruban peuvent également être utilisés.

11.2.2 Reference levels

11.2.2.1 Reference datum

The elevations shall be referred to a reference datum such as mean sea level.

11.2.2.2 Bench marks

A fixed elevation reference point called the main bench mark shall be chosen or provided at each hydraulic machinery installation. The elevation of this bench mark shall be determined in relation to an established reference datum (see 11.2.2.4).

An official bench mark is usually available for instance as part of a national survey of elevations above mean sea level.

The main bench mark (see 4.4.3) must be clearly labelled to avoid any possibility of error.

If there is no bench mark available, the reference level of the machine may be chosen as the main bench mark.

The elevations of auxiliary bench marks defining the reference levels of all the gauges shall be accurately determined in relation to the main bench mark prior to starting the test.

All bench marks shall be retained undisturbed until the final test report has been approved.

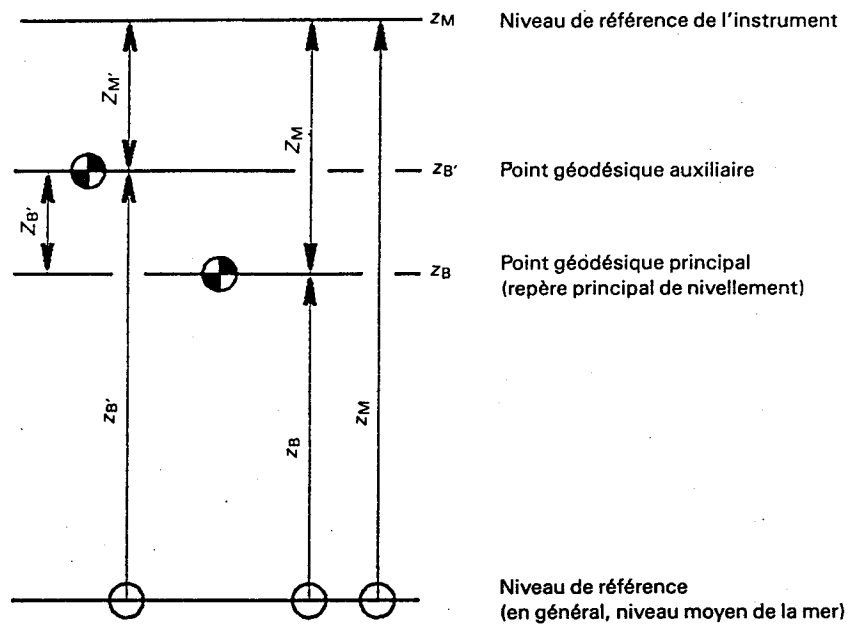
11.2.2.3 Reference level for instrument

Each of the pressure or free water level measuring instruments shall have a mark fixed permanently to it. The elevation of this mark z_M is called the reference level for instrument. The difference between the reference level for instrument and the bench mark is $Z_M = z_M - z_B$ (see Figure 34a).

An example of main elevations and heights is shown in Figure 34b.

11.2.2.4 Differences of elevations

It is only important to establish accurately the differences of elevations. The exact elevation of the main bench mark is of secondary importance. To measure differences in elevation (height), levelling instruments of adequate precision may be required; for small heights measuring tapes may also be used.



z est l'altitude d'un point au-dessus du niveau de référence (voir 2.3.2.5)
 Z est la différence d'altitude

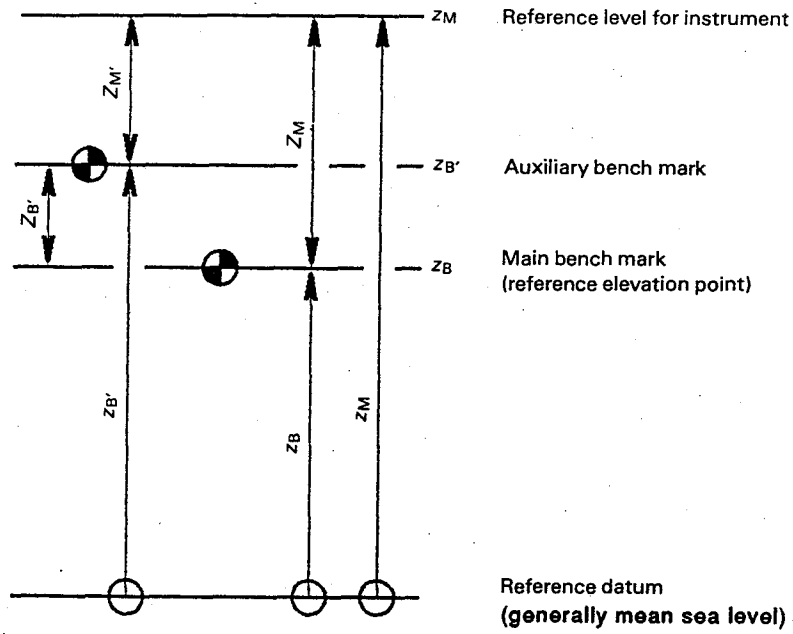
CEI 404/91

$$Z_M = z_M - z_B$$

$$Z_{M'} = z_M - z_{B'}$$

$$Z_{B'} = z_{B'} - z_B$$

Figure 34 a – Définition du niveau de référence de l'instrument



z is the elevation of a point in the system above reference datum (see 2.3.2.5)
 Z is the difference of elevations

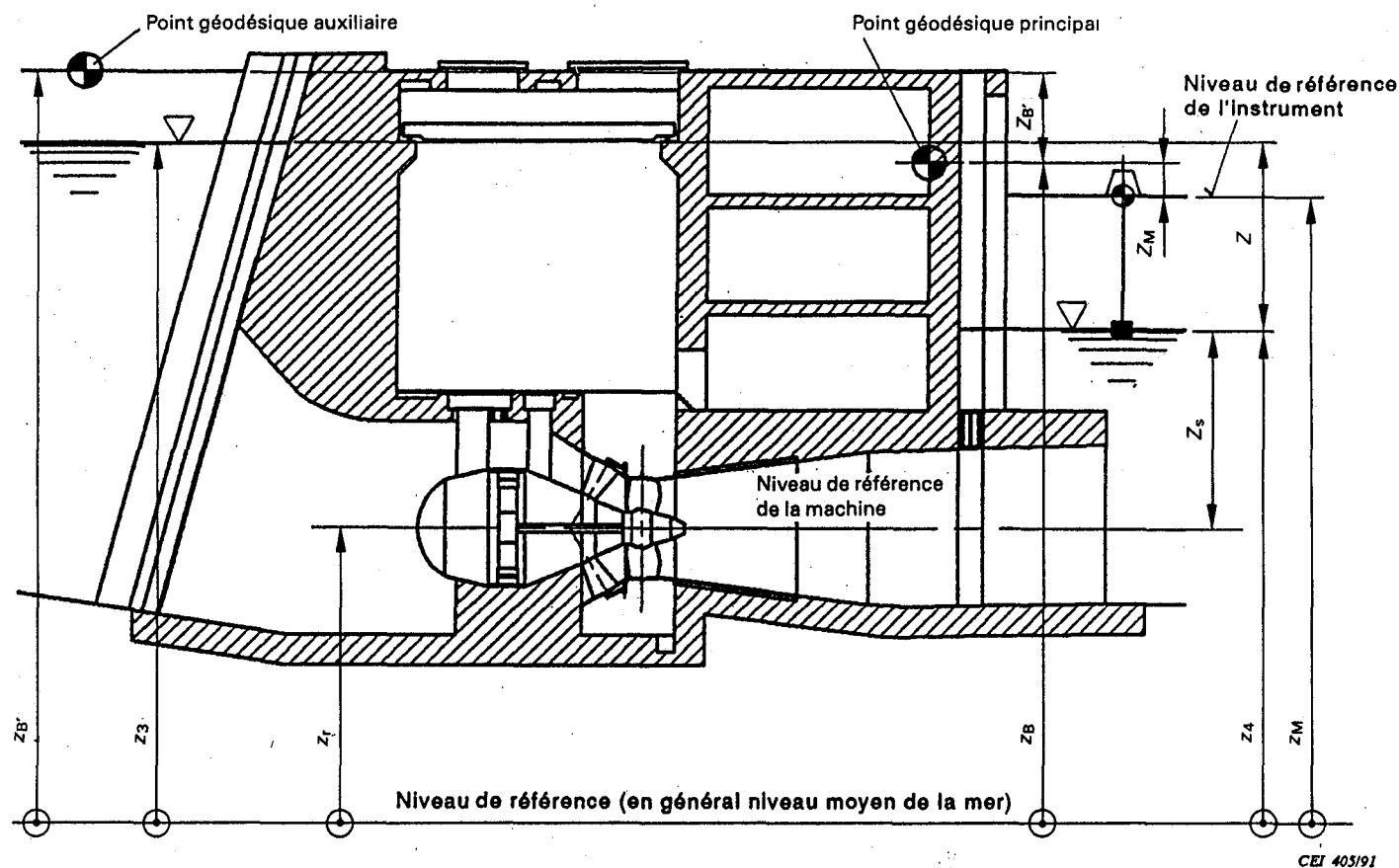
IEC 404/91

$$Z_M = z_M - z_B$$

$$Z_{M'} = z_M - z_{B'}$$

$$Z_{B'} = z_{B'} - z_B$$

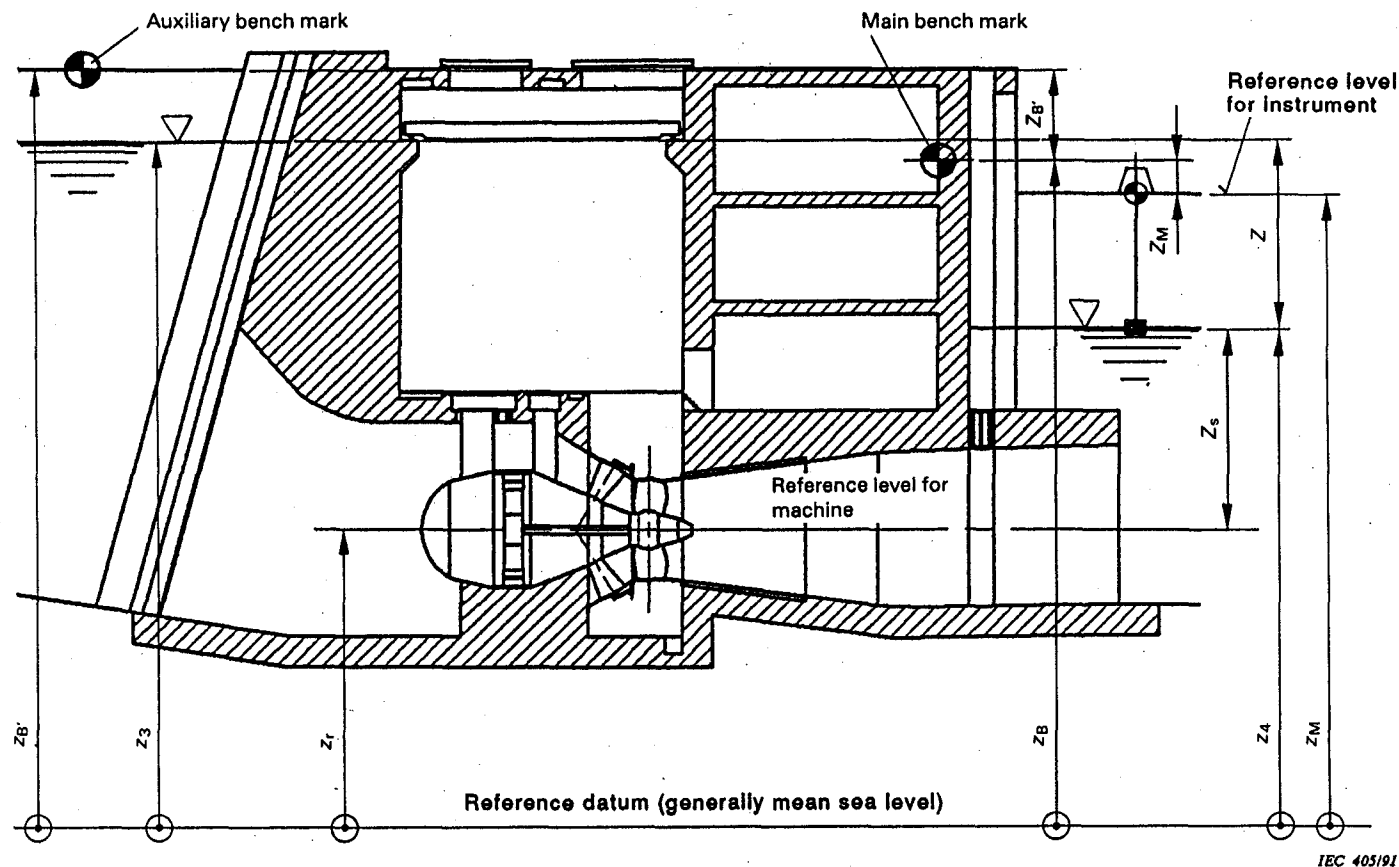
Figure 34 a – Definition of reference level for instrument



z_t est le niveau de référence de la machine
(voir 2.3.7.10)
 z_B est l'altitude du point géodésique principal
(voir 11.2.2.2)
 $z_{B'}$ est l'altitude d'un point géodésique auxiliaire
(voir 11.2.2.2)
 z_M est le niveau de référence d'un instrument
(voir 11.2.2.3)

$Z = z_3 - z_4$ (hauteur géométrique de l'aménagement,
voir 2.3.7.1)
 $Z_s = z_t - z_4$ (hauteur géométrique d'aspiration,
voir 2.3.7.8)
 $Z_{B'} = z_{B'} - z_B$ (voir figure 34 a)
 $Z_M = z_M - z_B$ (voir figure 34 a)
 ∇ est le niveau libre

Figure 34 b – Exemple montrant les altitudes et hauteurs principales



z_r is the reference level for machine
 (see 2.3.7.10)
 z_B is the elevation of the main bench mark
 (see 11.2.2.2)
 z_B' is the elevation of an auxiliary bench mark
 (see 11.2.2.2)
 z_M is the reference level for instrument
 (see 11.2.2.3)

$Z = z_3 - z_4$ (geodesic height of plant, see 2.3.7.1)
 $Z_s = z_r - z_4$ (suction height, see 2.3.7.8)
 $Z_{B'} = z_{B'} - z_B$ (see Figure 34 a)
 $Z_M = z_M - z_B$ (see Figure 34 a)
 ∇ is the water level

Figure 34 b – Example showing main elevations and heights

11.2.3 Masse volumique de l'eau

La définition de 2.3.6.2 permet de calculer la masse volumique moyenne de l'eau comme la moyenne des masses volumiques dans les deux sections de référence.

Comme la différence de température entre l'entrée et la sortie de la machine est petite, la température de l'eau à la section de référence basse pression peut être utilisée pour calculer les masses volumiques qui entrent dans l'évaluation de $\bar{\rho}$ (voir 9.2.4).

11.2.4 Energie cinétique massique

Le terme d'énergie cinétique massique est déterminé, dans une section de mesure quelconque, à partir de la vitesse moyenne de l'eau dans cette section. La vitesse moyenne v est calculée en divisant le débit-volume réel traversant la section par l'aire de cette section. Cette aire doit être mesurée; elle peut être déduite des dessins de construction si le terme d'énergie cinétique massique est faible par rapport à l'énergie hydraulique massique totale.

Par convention, l'énergie cinétique massique dans une section de référence est prise égale à $e_c = \frac{v^2}{2}$.

La même convention est appliquée quand la section de mesure est décalée par rapport à la section de référence, tout en restant à l'intérieur des limites de la machine.

Quand la section de mesure du côté basse pression doit être placée hors de l'aspirateur (voir figure 40), le calcul de la vitesse moyenne dans la section de mesure est exposé en 11.2.5.3.2.

11.2.5 Formules simplifiées

11.2.5.1 Généralités

Comme indiqué dans l'annexe F, la formule générale donnée en 2.3.6.2 est une approximation acceptable de la valeur exacte de l'énergie hydraulique massique de la machine. L'erreur relative due à cette approximation est inférieure à 0,02%.

Pour l'énergie hydraulique massique de la machine, la variation de g avec l'altitude est généralement négligeable, et la valeur de g peut être calculée à la cote de référence z_r de la machine (voir 2.3.7.10). D'autres simplifications sont possibles de cas en cas, et des approximations peuvent être introduites, par exemple quand la compressibilité de l'eau ou la différence de pression ambiante entre les sections 1 et 2 peuvent être négligées.

Les formules simplifiées établies dans ce paragraphe sont typiques des installations de mesure décrites. Seules les installations les plus communes sont considérées. Une formule simplifiée ne sera pas utilisée pour une installation différente sans examiner soigneusement si elle convient à ce cas particulier.

11.2.5.2 Mesures par prises de pression

11.2.5.2.1 Mesure de pression différentielle

La figure 35 schématise les installations de mesure de l'énergie hydraulique massique de la machine, quand un manomètre différentiel est utilisé. Cette solution est spécialement indiquée pour les machines de basse chute, mais peut être étendue à la plage de chute pour laquelle des appareils de mesure suffisamment précis et sensibles sont disponibles.

11.2.3 *Water density*

From the definition in 2.3.6.2, mean water density shall be calculated as the mean of densities at the two reference sections.

As the temperature difference between the inlet and outlet of the machine is small, the temperature of the water at the low pressure reference section may be used for calculating the densities involved in the evaluation of $\bar{\rho}$ (see 9.2.4).

11.2.4 *Specific kinetic energy*

The specific kinetic energy term is determined in any section, from the mean velocity of the water in that section. The mean velocity v is the actual volume discharge passing through the measuring section divided by the area of that section. This area shall be measured or may be deduced from construction drawings, if the specific kinetic energy term is a small part of the specific hydraulic energy.

By convention the specific kinetic energy in a reference section is taken as $e_c = \frac{v^2}{2}$.

The same convention is applied when the measuring section is shifted from the reference section within the limits of the machine.

When the measuring section in the low pressure side has to be located outside of the draft tube (see Figure 40), the calculation of mean velocity in the measuring section is explained in 11.2.5.3.2.

11.2.5 *Simplified formulae*

11.2.5.1 *General*

As indicated in Appendix F, the general formula given in 2.3.6.2 is a convenient approximation of the exact value of the specific hydraulic energy of the machine. The relative error due to the approximation is less than 0,02%.

For the specific hydraulic energy of the machine, variation of g with elevation is generally negligible and can be calculated for the reference level of the machine z_r (see 2.3.7.10). Further simplifications are possible in each specific case and approximations may be introduced, for example, when the water compressibility or the difference in ambient pressure between sections 1 and 2 can be neglected.

The simplified formulae established in this sub-clause are typical for the described measuring installations. Only the most common installations are reviewed. A simplified formula shall not be used for a differing installation without a careful examination of its adequacy.

11.2.5.2 *Measurements using pressure taps*

11.2.5.2.1 *Measurement of differential pressure*

Figure 35 shows schematically the measuring installations of the specific hydraulic energy of the machine whenever a differential pressure device is used. This solution is specially suitable for low head machines but can be applied to the range of head for which instruments of sufficient accuracy and sensitivity are available.

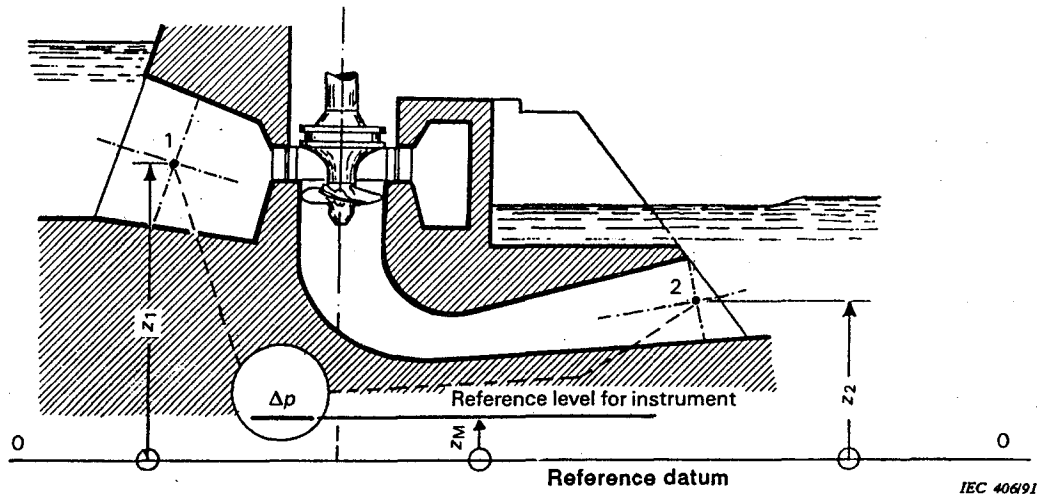


Figure 35 – Determination of specific hydraulic energy of machine through differential manometer

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

From the pressure difference measurement, one gets:

$$\frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} = \frac{\Delta p}{\bar{\rho}} + \bar{g} \left[(z_2 - z_M) \frac{\rho_2}{\bar{\rho}} - (z_1 - z_M) \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} \right]$$

When applied to low head machines ($\Delta p < 400\,000$ Pa), the compressibility of water is neglected and it is assumed:

$$\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho} \quad (\text{see 11.2.3})$$

Therefore the simplified formula is:

$$E = \frac{\Delta p}{\rho_2} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

11.2.5.2.2 Mesure séparée des pressions

a) Machines de basse chute

La figure 36, identique à la figure 5a, se rapporte aux machines de basse chute où la pression est mesurée dans les deux sections avec des manomètres à colonne d'eau.

Une approximation est introduite dans ce cas: la compressibilité de l'eau est négligée puisque les différences de pression n'excèdent pas 400 000 Pa. Pour calculer la masse volumique de l'air, on peut admettre qu'il est à la pression atmosphérique.

b) Machines à réaction de moyenne et haute chutes

Les machines à réaction de moyenne et haute chutes sont traitées à la figure 37 identique à la figure 5b, la pression étant mesurée séparément dans chaque section de référence à l'aide d'un manomètre. Dans ce cas, la différence d'altitude des manomètres n'intervient que faiblement dans E , et l'effet de la pression ambiante peut donc être négligé.

c) Turbines Pelton (turbines à action)

D'autres simplifications sont introduites quand la formule générale est appliquée à des turbines Pelton (voir figures 38 et 39; la première est identique à la figure 5c).

Par convention, v_2 est prise nulle, l'altitude z_2 de la section de référence basse pression est l'altitude moyenne de tous les points de contact des axes des jets avec le cercle caractéristique de la roue de turbine, et la pression à l'intérieur du bâti est supposée égale à la pression ambiante, pour autant qu'il ne soit pas pressurisé.

11.2.5.2.2 Separate measurement of pressures

a) Low head machines

Figure 36 identical to Figure 5a refers to low head machines, where the pressure is measured in both sections with water column manometers.

An approximation is introduced in this case: the compressibility of water is neglected since pressure differences are less than about 400 000 Pa. Ambient pressure may be assumed in calculating air density.

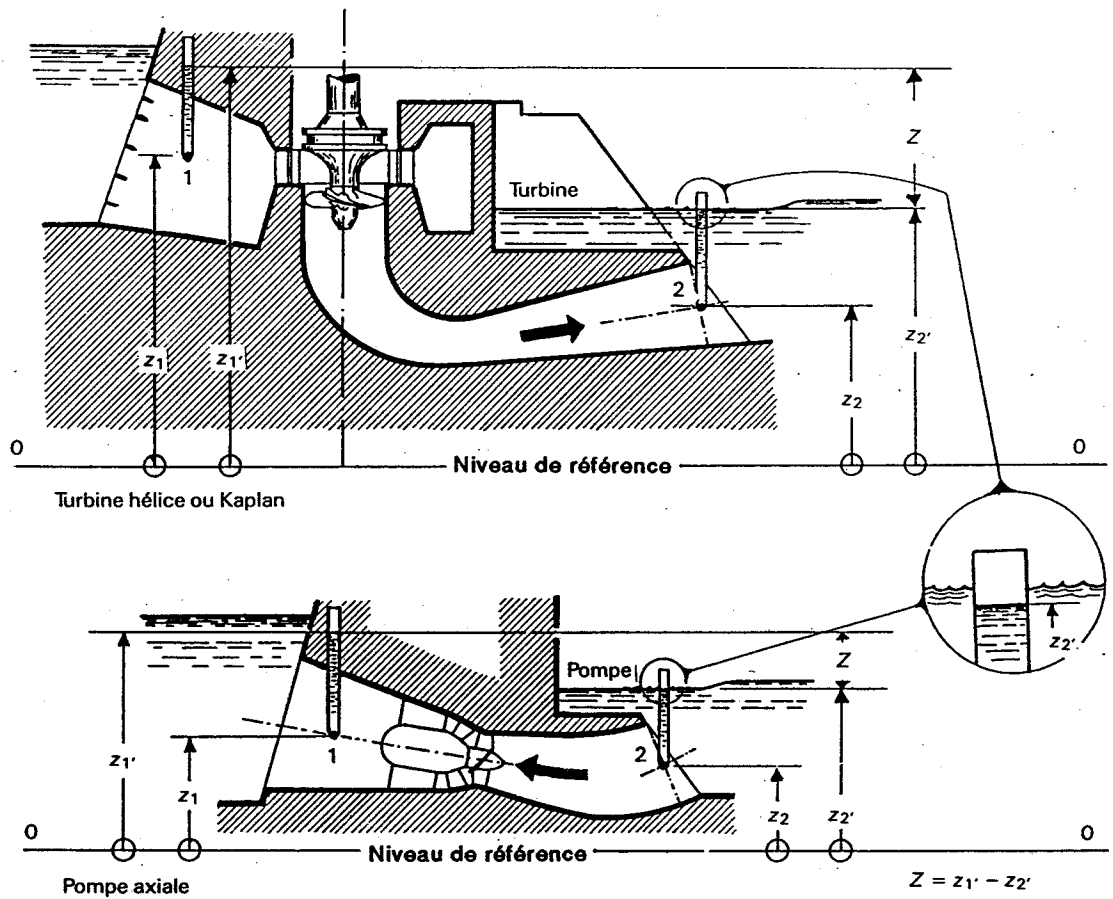
b) Medium and high head reaction machines

Medium and high head reaction machines are dealt with in Figure 37 identical to Figure 5b, pressure being measured separately in each reference section by a pressure gauge. In this case, the difference in elevation of the gauges contributes to a small extent in E and therefore the effect of ambient pressure can be neglected.

c) Pelton turbines (impulse turbines)

Other simplifications are introduced when the general formula is applied to Pelton turbines (see Figures 38 and 39; the first one is identical to Figure 5c).

By convention, v_2 is taken as zero, elevation z_2 of the low pressure reference section is the mean elevation of all contact points of the jet axis with the Pelton jet pitch diameter and the pressure inside the housing is assumed equal to the ambient pressure, provided the housing is not pressurized.



CEI 367191

Figure 36 – Machines de basse chute – Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine

On utilise aux points 1 et 2 des manomètres à colonne air-eau.

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

La différence de pression entre 1 et 2 étant faible, la compressibilité de l'eau est négligée. On a donc:

$$\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$$

et:

$$p_{abs1} = \bar{\rho} \cdot \bar{g}(z_{1'} - z_1) + p_{amb1'}$$

$$p_{abs2} = \bar{\rho} \cdot \bar{g}(z_{2'} - z_2) + p_{amb2'}$$

$$p_{amb1'} - p_{amb2'} = -\rho_a \cdot \bar{g}(z_{1'} - z_{2'})$$

La formule de calcul simplifiée est donc:

$$E = \bar{g} \cdot (z_{1'} - z_{2'}) \cdot \left(1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}}\right) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} = \bar{g} \cdot Z \left(1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}}\right) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$$

On peut prendre comme valeur de $\bar{\rho}$ la masse volumique de l'eau à la pression ambiante.

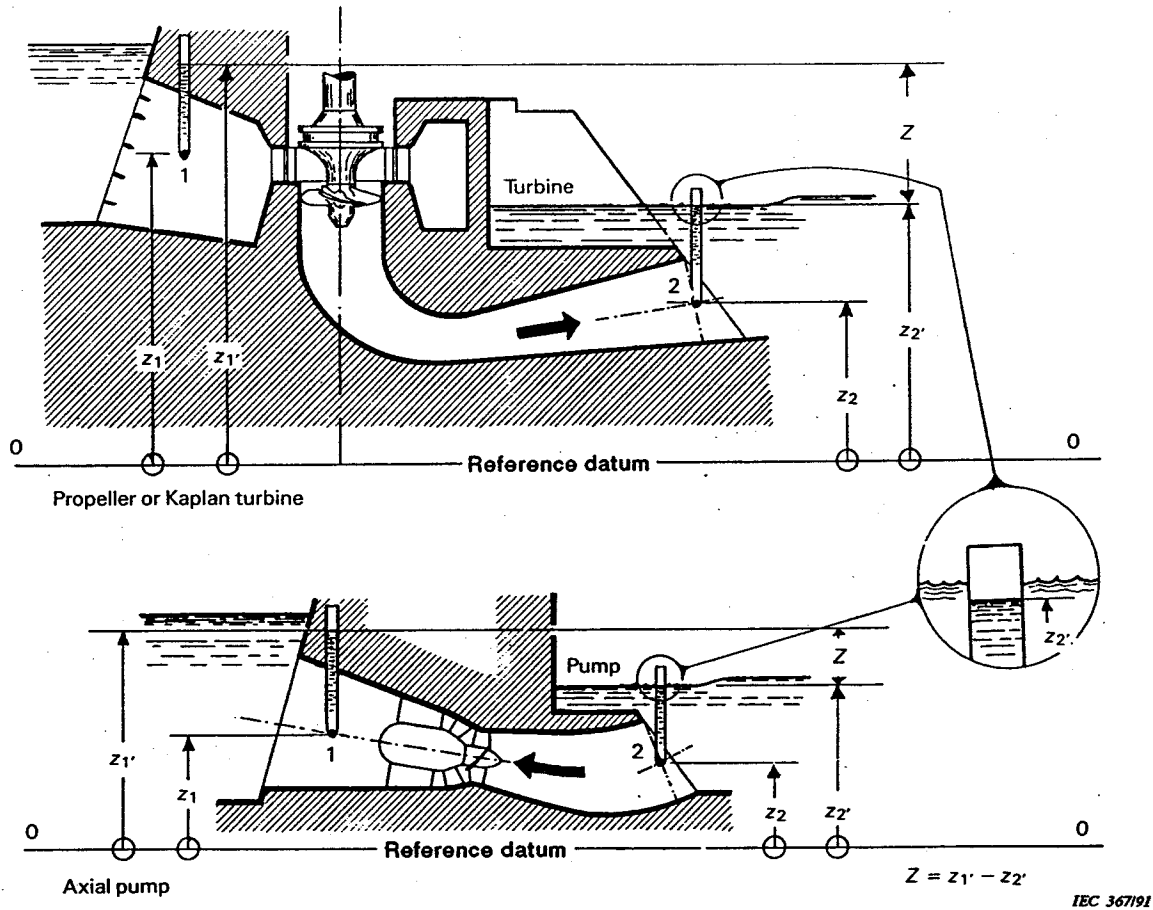


Figure 36 – Low-head machines – Determination of specific hydraulic energy of machine

Water column manometers are applied at points 1 and 2.

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

The compressibility of water is neglected because the difference of pressure between 1 and 2 is small, therefore:

$$\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$$

and:

$$p_{abs1} = \bar{\rho} \cdot \bar{g}(z_{1'} - z_1) + p_{amb1},$$

$$p_{abs2} = \bar{\rho} \cdot \bar{g}(z_{2'} - z_2) + p_{amb2},$$

$$p_{amb1} - p_{amb2} = -\rho_a \cdot \bar{g}(z_{1'} - z_{2'})$$

and therefore the simplified formula is:

$$E = \bar{g} \cdot (z_{1'} - z_{2'}) \cdot \left(1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}}\right) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} = \bar{g} \cdot Z \left(1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}}\right) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$$

The water density at ambient pressure may be assumed as $\bar{\rho}$.

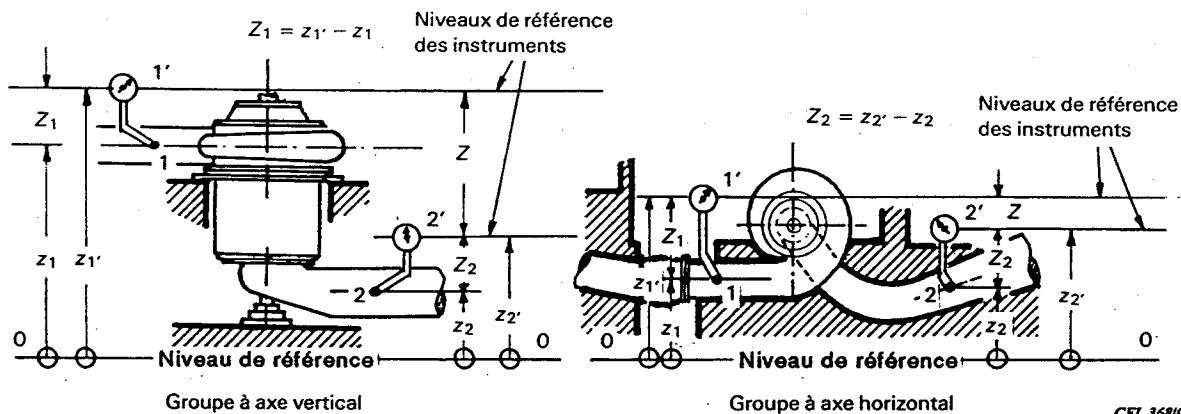


Figure 37 – Machines de moyenne ou haute chute – Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine

On utilise des manomètres aux points 1 et 2.

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

Z étant petit comparé à H , la différence de pression ambiante entre 1' et 2' est négligée.

On a donc:

$$p_{amb1'} = p_{amb2'} = p_{amb}$$

Comme Z_1 et Z_2 sont tous deux petits comparés à H , on peut admettre que:

$$Z_1 \cdot \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} = Z_1 \quad Z_2 \cdot \frac{\rho_2}{\bar{\rho}} = Z_2$$

et donc:

$$p_{abs1} = p_{1'} + Z_1 \cdot \rho_1 \cdot \bar{g} + p_{amb} \quad \text{où } p_{1'} \text{ est la pression effective mesurée en } 1'$$

$$p_{abs2} = p_{2'} + Z_2 \cdot \rho_2 \cdot \bar{g} + p_{amb} \quad \text{où } p_{2'} \text{ est la pression effective mesurée en } 2'$$

La formule de calcul simplifiée est donc:

$$E = \frac{(p_{1'} - p_{2'})}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot (z_{1'} - z_{2'}) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} = \frac{(p_{1'} - p_{2'})}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot Z + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$$

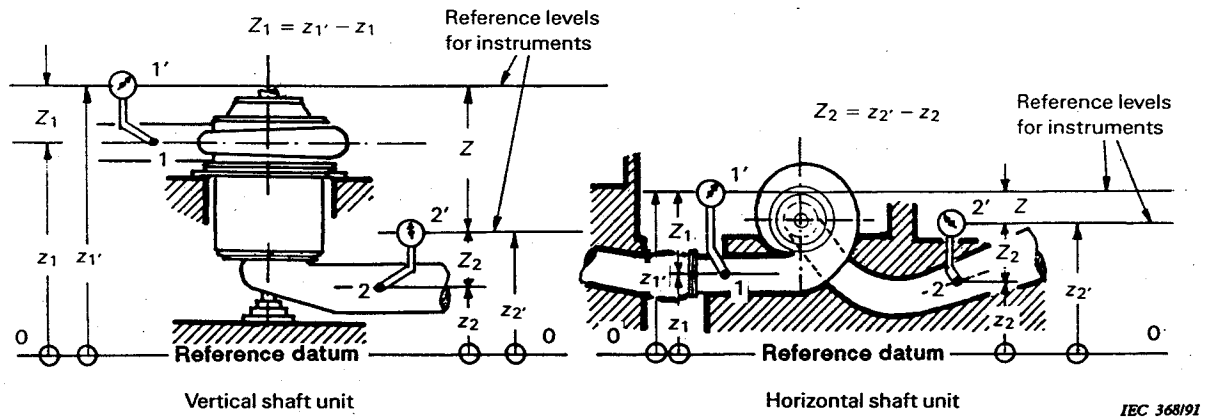


Figure 37 – Medium and high-head machines – Determination of specific hydraulic energy of machine

Pressure gauges are applied at points 1 and 2.

$$E = \bar{g}H = \frac{(p_{\text{abs}1} - p_{\text{abs}2})}{\bar{\rho}} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g}(z_1 - z_2)$$

The difference in ambient pressure between 1' and 2' is neglected because Z is small compared to H , therefore:

$$p_{\text{amb}1'} = p_{\text{amb}2'} = p_{\text{amb}}$$

Since both Z_1 and Z_2 are small compared to H , it may be assumed that:

$$Z_1 \cdot \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} = Z_1 \quad Z_2 \cdot \frac{\rho_2}{\bar{\rho}} = Z_2$$

hence:

$$p_{\text{abs}1} = p_{1'} + Z_1 \cdot \rho_1 \cdot \bar{g} + p_{\text{amb}} \quad \text{where } p_{1'} \text{ is the gauge pressure measured at } 1'$$

$$p_{\text{abs}2} = p_{2'} + Z_2 \cdot \rho_2 \cdot \bar{g} + p_{\text{amb}} \quad \text{where } p_{2'} \text{ is the gauge pressure measured at } 2'$$

and therefore the simplified formula is:

$$E = \frac{(p_{1'} - p_{2'})}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot (z_{1'} - z_{2'}) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} = \frac{(p_{1'} - p_{2'})}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot Z + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2}$$

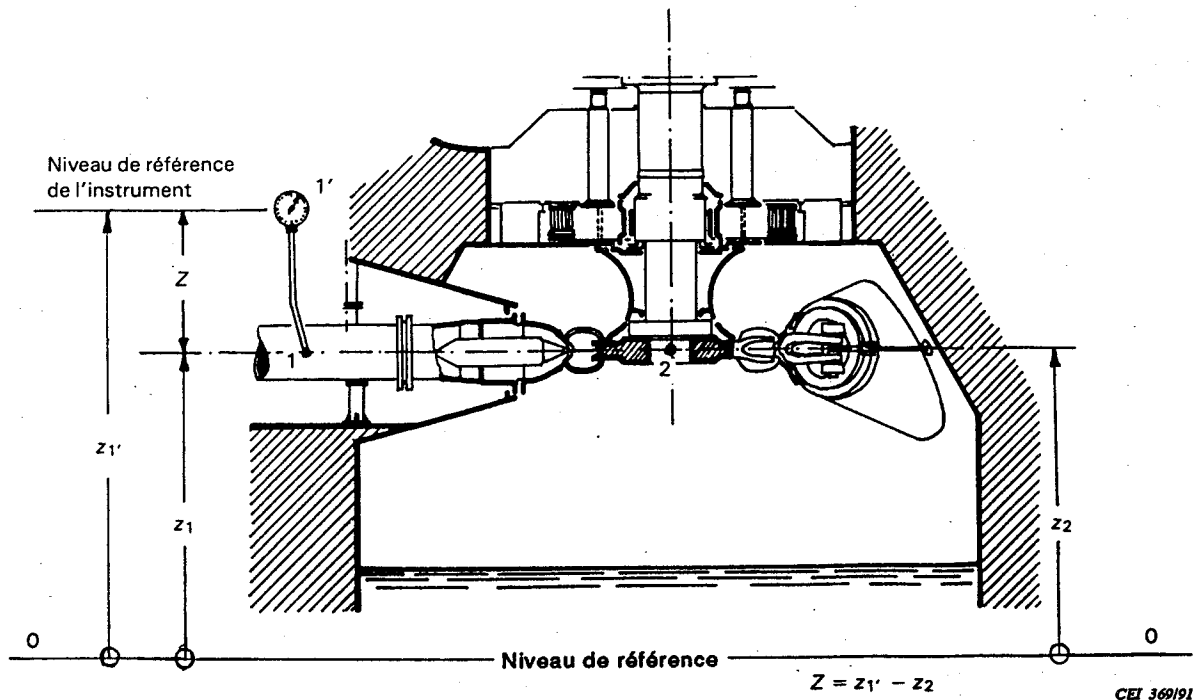


Figure 38 – Turbines Pelton à axe vertical – Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine

Cas d'un bâti non pressurisé.

On admet conventionnellement que la section de référence basse pression correspond au plan de cote z_2 et que, dans le cas d'un bâti non pressurisé, la pression à l'intérieur de celui-ci est égale à la pression ambiante.

$$E = \bar{g} \cdot H = \frac{(p_{\text{abs}_1} - p_{\text{abs}_2})}{\bar{\rho}} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2)$$

Z étant petit comparé à H , la différence de pression ambiante entre 1' et 2 est négligée.

On a donc:

$$p_{\text{amb}_{1'}} = p_{\text{amb}_2} = p_{\text{amb}}$$

Pour la même raison, on admet que:

$$Z \cdot \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} = Z$$

et donc:

$$p_{\text{abs}_1} = p_{1'} + Z \cdot \rho_1 \cdot \bar{g} + p_{\text{amb}} \quad \text{où } p_{1'} \text{ est la pression effective mesurée en } 1'$$

$$p_{\text{abs}_2} = p_{\text{amb}}$$

Comme $z_1 = z_2$, et en supposant $v_2 = 0$, la formule de calcul simplifiée est:

$$E = \frac{p_{1'}}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot (z_{1'} - z_2) + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_{1'}}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot Z + \frac{v_1^2}{2}$$

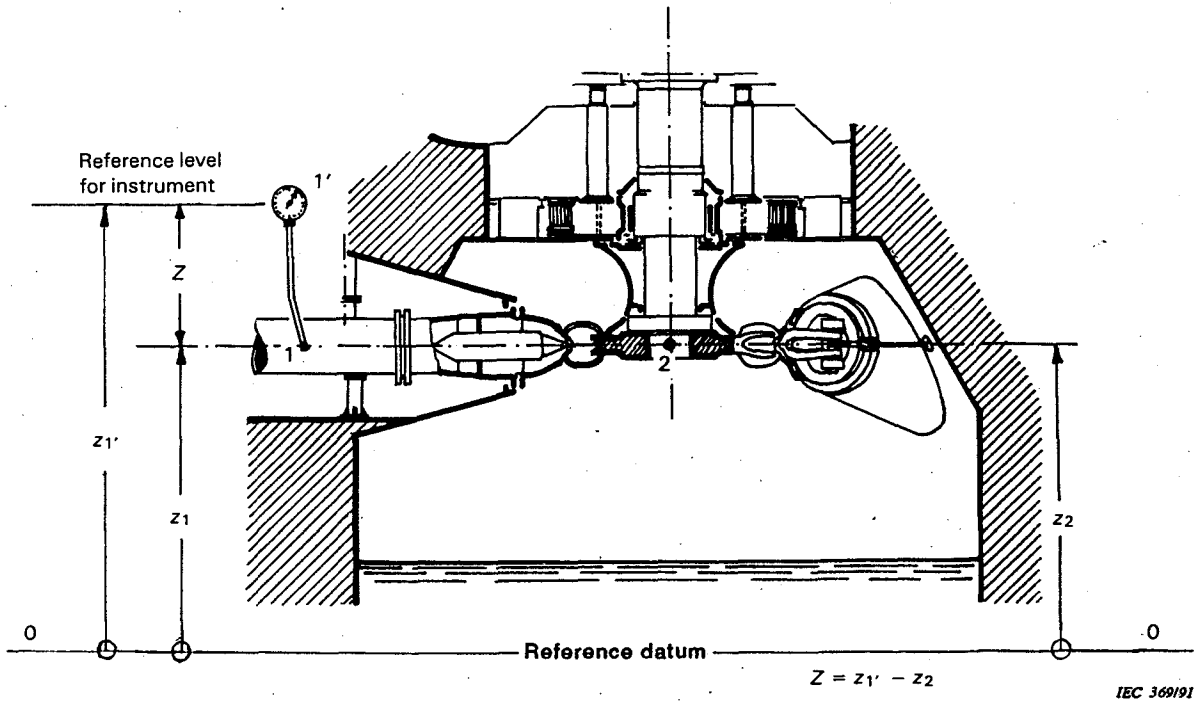


Figure 38 – Pelton turbines with vertical axis – Determination of specific hydraulic energy of machine

Case of non-pressurised housing.

It is conventionally assumed that the low pressure reference section corresponds to the plane at elevation z_2 and that the pressure inside the housing is equal to the ambient pressure in case of non-pressurised housing.

$$E = \bar{g} \cdot H = \frac{(p_{abs1} - p_{abs2})}{\bar{\rho}} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2)$$

The difference in ambient pressure between 1' and 2 is neglected because Z is small compared to H , therefore:

$$p_{amb1'} = p_{amb2} = p_{amb}$$

For the same reason it is assumed:

$$Z \cdot \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} = Z$$

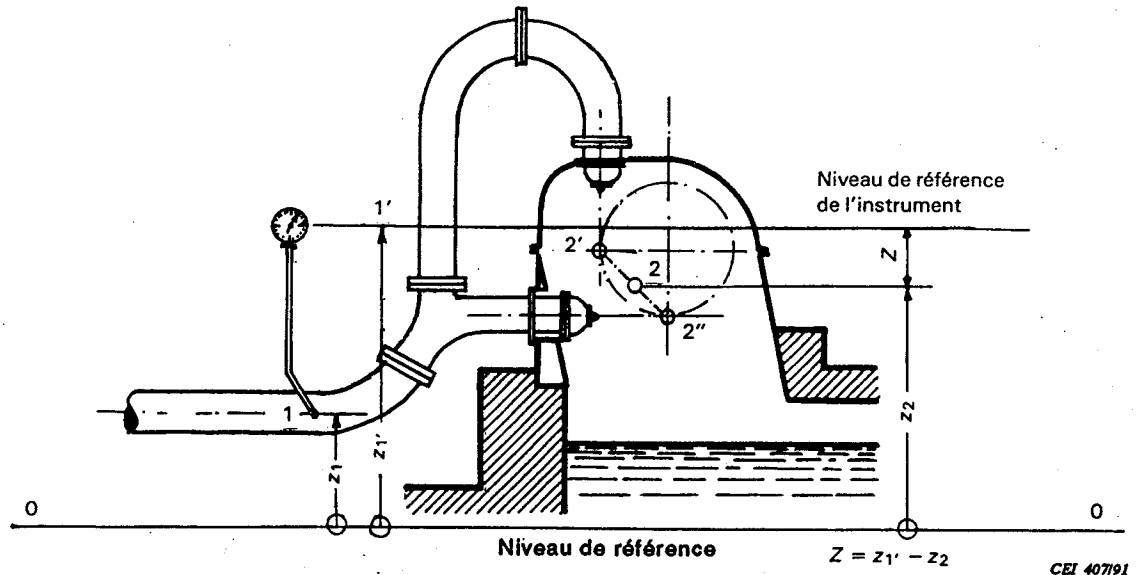
hence:

$$p_{abs1} = p_{1'} + Z \cdot \rho_1 \cdot \bar{g} + p_{amb} \quad \text{where } p_{1'} \text{ is the gauge pressure measured at } 1'$$

$$p_{abs2} = p_{amb}$$

As $z_1 = z_2$ and assuming $v_2 = 0$, the simplified formula is:

$$E = \frac{p_{1'}}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot (z_{1'} - z_2) + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_{1'}}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot Z + \frac{v_1^2}{2}$$



Note. — S'il y a plusieurs jets, le niveau de référence z_2 est choisi comme la moyenne des cotes des points de contact ($2'$ et $2''$ dans ce schéma).

Figure 39 – Turbines Pelton à axe horizontal – Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine

Cas d'un bâti non pressurisé: on admet par convention que la pression à l'intérieur du bâti est égale à la pression ambiante.

$$E = \bar{g} \cdot H = \frac{(p_{abs1} - p_{abs2})}{\bar{\rho}} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2)$$

La différence de pression ambiante entre $1'$ et 2 est négligée, puisque Z est petit comparé à H ; ainsi:

$$p_{amb1'} = p_{amb2} = p_{amb}$$

Pour la même raison, on admet que:

$$Z \cdot \frac{\bar{\rho}_1}{\bar{\rho}} = Z$$

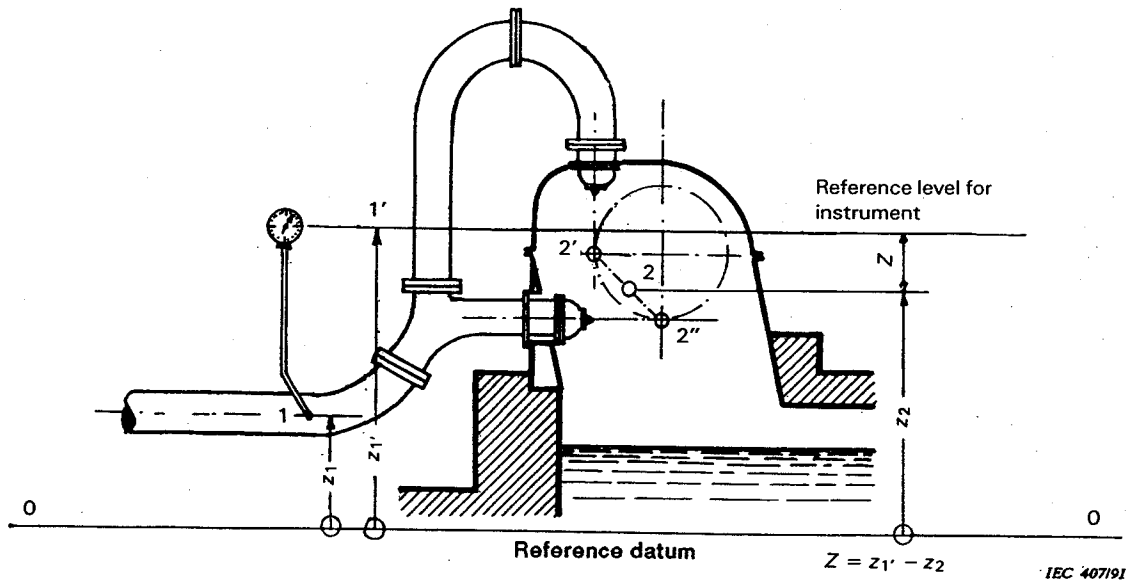
et donc:

$$p_{abs1} = p_{1'} + (z_{1'} - z_1) \cdot \bar{\rho}_1 \cdot \bar{g} + p_{amb} \quad \text{où } p_{1'} \text{ est la pression effective mesurée en } 1'$$

$$p_{abs2} = p_{amb}$$

En admettant que $v_2 = 0$, la formule simplifiée est donc:

$$E = \frac{p_{1'}}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot (z_{1'} - z_2) + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_{1'}}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot Z + \frac{v_1^2}{2}$$



Note. – In case of multiple nozzles the reference elevation z_2 is chosen as the average of the elevations of the points of contact (2' and 2'' in the sketch).

Figure 39 – Pelton turbines with horizontal axis – Determination of specific hydraulic energy of machine

Case of non-pressurised housing: the pressure inside the housing is conventionally assumed as equal to the ambient pressure.

$$E = \bar{g} \cdot H = \frac{(p_{abs1} - p_{abs2})}{\bar{\rho}} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2)$$

The difference in ambient pressure between 1' and 2 is neglected because Z is small compared to H , therefore:

$$p_{amb1'} = p_{amb2} = p_{amb}$$

For the same reason it is assumed:

$$Z \cdot \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} = Z$$

hence:

$$p_{abs1} = p_1' + (z_1' - z_1) \cdot \rho_1 \cdot \bar{g} + p_{amb} \quad \text{where } p_1' \text{ is the gauge pressure measured at } 1'$$

$$p_{abs2} = p_{amb}$$

Assuming $v_2 = 0$, the simplified formula is:

$$E = \frac{p_1'}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot (z_1' - z_2) + \frac{v_1^2}{2} = \frac{p_1'}{\bar{\rho}} + \bar{g} \cdot Z + \frac{v_1^2}{2}$$

11.2.5.3 Mesures à partir de niveaux d'eau

11.2.5.3.1 Installation de mesure

Quand le manque de prises de pression empêche de mesurer la pression, d'autres sections de mesure doivent être choisies. Cette situation peut se présenter du côté basse pression de n'importe quelle machine, mais du côté haute pression seulement dans les machines de basse chute.

La figure 40 montre sur une machines de basse chute l'évaluation de l'énergie hydraulique massique d'après une mesure des niveaux d'eau. Les rainures de vanne peuvent être utilisées comme manomètres à colonne d'eau. Dans ce cas, les prescriptions sur la dimension des prises de pression ne sont pas satisfaites, et des erreurs peuvent résulter d'effets dynamiques. Quand cette technique de mesure est utilisée, on veillera à ce que le niveau libre ne soit pas affecté par de grandes vitesses ou par des fluctuations du niveau. La mesure du niveau d'eau sera effectuée en deux endroits au moins, et les résultats devront satisfaire aux conditions de 11.4.2.

11.2.5.3.2 Restrictions

L'écoulement entre la section de mesure et la section de référence correspondante devra être exempt de structures perturbatrices, comme une grille. Si cela n'est pas possible, le calcul de l'énergie hydraulique massique doit faire l'objet d'un accord préliminaire aux essais.

Il y a lieu que la section de mesure basse pression $2'$ soit aussi près que possible de la sortie de l'aspirateur (voir figure 40).

Pour une telle mesure, il convient que le niveau d'eau soit mesuré directement au-dessus de $2'$, et que la surface d'eau environnante soit exempte de tourbillons et de courants de retour importants. Des fluctuations de niveau peuvent être atténuées au moyen de puits de mesure ou de boîtes tranquillisatrices (voir 11.5.4.8). Pour évaluer la vitesse moyenne, on admettra que les parois de l'aspirateur se prolongent jusqu'à la section $2'$, délimitant l'aire fictive de la section.

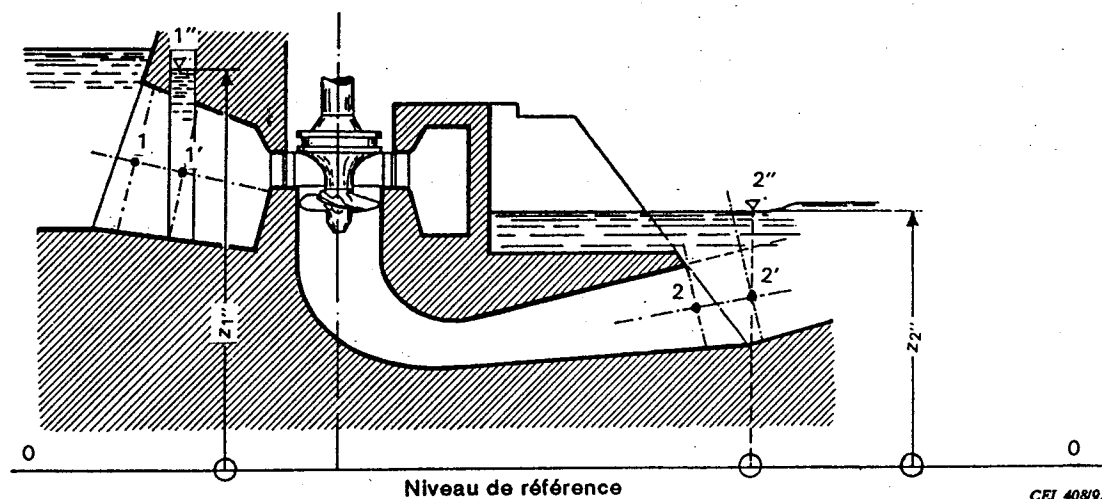


Figure 40 – Machines de basse chute – Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine à l'aide de niveaux d'eau

11.2.5.3 Measurements using water levels

11.2.5.3.1 Measuring installation

Whenever the lack of pressure taps prohibits the measurement of pressure, other measuring sections must be chosen. This situation may happen at the low pressure side of any machine, but only to low head machines at the high pressure side.

Figure 40 referring to low head machines shows the evaluation of the specific hydraulic energy from a measurement of the water levels. Gate chambers may be used as water column manometers. In this case, the requirement for the size of pressure taps is not met and errors may arise from dynamic effects. When this measuring technique is used, it shall be checked that the free water surface is not affected by high velocities or level fluctuations. Measurement of water level shall be made at two or more locations and the results shall comply with the requirements of 11.4.2.

11.2.5.3.2 Restrictions

The flow between the reference section and the corresponding section, where the water level is measured, shall be free of perturbing structures, such as a trash rack. If this is not possible, the calculation of the specific hydraulic energy has to be agreed upon, prior to the test.

The low pressure side measuring section 2' should be as close as possible to the draft tube opening (see Figure 40).

For such measurement the water level should be measured directly above 2' and the surrounding water surface should be free of jump, vortex and heavy back current. Water level fluctuations may be damped by measuring wells or stilling boxes (see 11.5.4.8). To evaluate the mean velocity, the walls of the draft tube are supposed to extend up to section 2', delineating the fictitious area of the section.

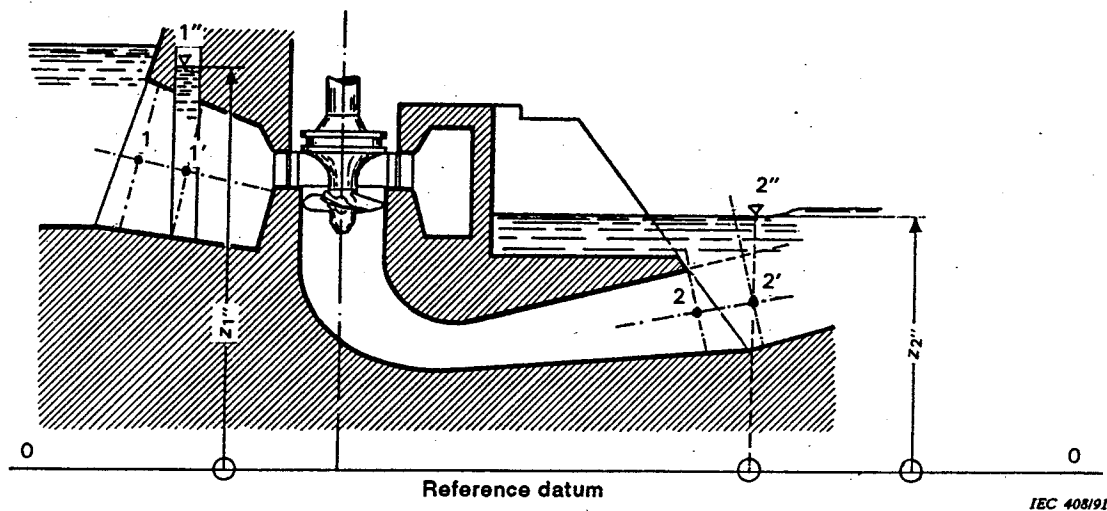


Figure 40 – Low-head machines – Determination of specific hydraulic energy of the machine using water levels

$$E = \bar{g} \cdot H \frac{(p_{abs1} - p_{abs2})}{\bar{\rho}} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2)$$

Les sections 1' et 2' sont choisies comme sections de mesure.

$$E = \bar{g} \cdot H = \frac{(p_{abs1'} - p_{abs2'})}{\bar{\rho}} + \frac{(v_{1'}^2 - v_{2'}^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_{1'} - z_{2'}) \pm E_{L1-1'} \pm E_{L2-2'}$$

Les pertes $E_{L1-1'}$, entre 1 et 1' sont ajoutées pour une turbine et soustraites pour une pompe dans la situation décrite par le schéma ci-dessus, et inversement pour les pertes $E_{L2-2'}$ entre 2 et 2'.

La compressibilité de l'eau est négligée, car la différence de pression entre 1' et 2' est petite. Ainsi:

$$\rho_{1'} = \rho_{2'} = \bar{\rho}$$

La formule simplifiée devient:

$$E = \bar{g} \cdot (z_{1''} - z_{2''}) \left(1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}}\right) + \frac{(v_{1'}^2 - v_{2'}^2)}{2} \pm E_{L1-1'} \pm E_{L2-2'}$$

On peut prendre comme valeur de $\bar{\rho}$ la masse volumique de l'eau à la pression ambiante.

11.3 Détermination de l'énergie massique nette d'aspiration

11.3.1 Définition

L'énergie massique nette d'aspiration est rapportée au côté basse pression de la machine, et est en liaison directe avec le phénomène de cavitation. Sa définition et la formule générale pour sa détermination sont données en 2.3.6.9.

Sa mesure peut être affectée par les circonstances pratiques, de la même façon que l'énergie hydraulique massique de la machine. Les prescriptions de 11.2 doivent également être prises en considération pour la mesure de l'énergie massique nette d'aspiration.

11.3.2 Formules simplifiées

Tant que la pression peut être mesurée à la section de référence basse pression, la formule générale s'applique directement et est valable tant en pompage qu'en turbinage (voir figure 7).

Quand la section de mesure est décalée par rapport à la section de référence basse pression on doit, dans le cas d'une machine de basse chute, examiner attentivement les prescriptions données en 11.2.1.3 car l'énergie cinétique et les pertes associées éventuelles sont appréciables.

Dans des circonstances particulières, on peut être forcé d'évaluer l'énergie massique nette d'aspiration à partir de mesures du niveau libre aval (voir figure 41). Dans ce cas, les prescriptions de 11.2.5.3 devront être appliquées.

La figure 41 montre la détermination de l'énergie massique nette d'aspiration quand la pression dans la section 2 ne peut être mesurée et que les pertes d'énergie entre les sections 2 et 2' ne peuvent pas être négligées.

$$E = \bar{g} \cdot H \frac{(p_{abs1} - p_{abs2})}{\bar{\rho}} + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_1 - z_2)$$

Sections 1' and 2' are chosen as measuring sections.

$$E = \bar{g} \cdot H = \frac{(p_{abs1'} - p_{abs2'})}{\bar{\rho}} + \frac{(v_{1'}^2 - v_{2'}^2)}{2} + \bar{g} \cdot (z_{1'} - z_{2'}) \pm E_{L1-1'} \pm E_{L2-2'}$$

The loss between 1 and 1', $E_{L1-1'}$, is added for a turbine and subtracted for a pump with the situation described in the sketch above. The contrary is valid for the loss between 2 and 2', $E_{L2-2'}$.

The compressibility of water is neglected because the difference of pressure between 1' and 2' is small. Therefore:

$$\rho_{1'} = \rho_{2'} = \bar{\rho}$$

The simplified formula becomes:

$$E = \bar{g} \cdot (z_{1''} - z_{2''}) \left(1 - \frac{\rho_a}{\bar{\rho}}\right) + \frac{(v_{1'}^2 - v_{2'}^2)}{2} \pm E_{L1-1'} \pm E_{L2-2'}$$

The water density at ambient pressure may be assumed as $\bar{\rho}$.

11.3 Determination of the net positive suction specific energy

11.3.1 Definition

The net positive suction specific energy is referred to the low pressure side of the machine and it is in direct relation with the cavitation phenomenon. Its definition and the general formula for its determination are given in 2.3.6.9.

Its measurement may be affected by practical circumstances, in the same way as the specific hydraulic energy of the machine. Requirements in 11.2 shall also be considered for measurement of the net positive suction specific energy.

11.3.2 Simplified formulae

As long as the pressure can be measured in the low pressure reference section, the general formula is of immediate application and valid for both operating modes, pump and turbine (see Figure 7).

When the measuring section is shifted from the low pressure reference section, requirements in 11.2.1.3 shall be carefully considered in the case of a low-head machine since the kinetic energy, and eventually correlated losses, are significant.

Under particular circumstances, one may be forced to evaluate net positive suction specific energy from tailwater level measurements, see Figure 41. In this case, requirements in 11.2.5.3 shall be applied.

Figure 41 shows the determination of the net positive suction specific energy when the pressure in section 2 cannot be measured and the energy losses between sections 2 and 2' cannot be neglected.

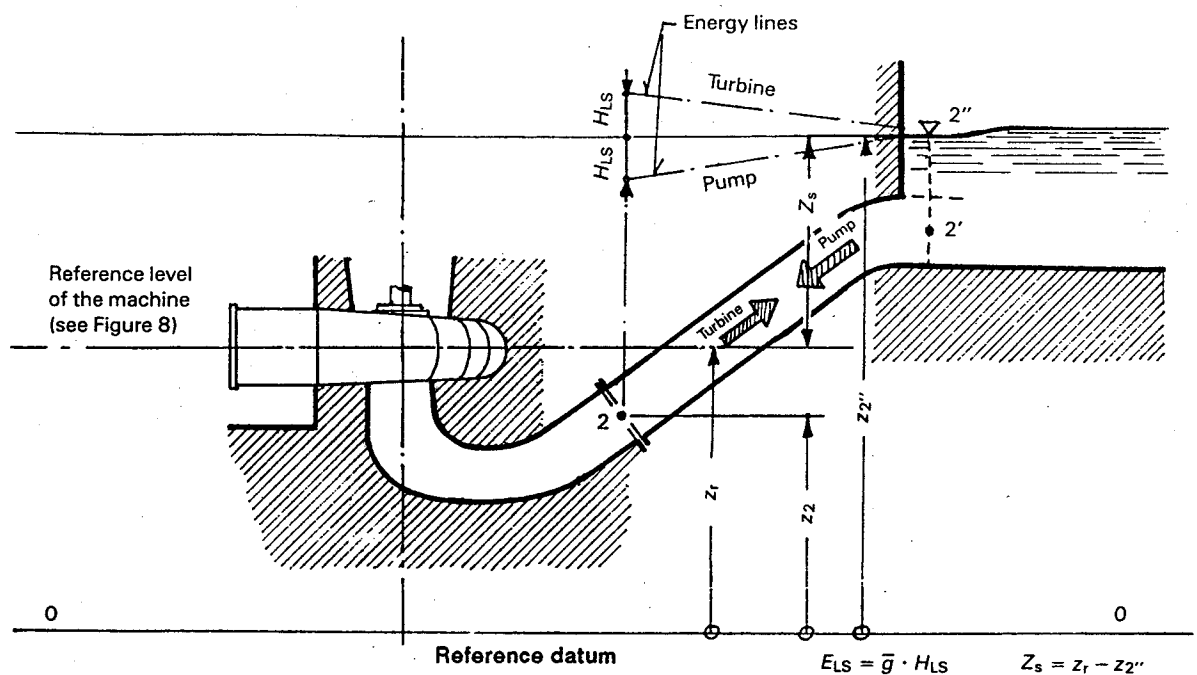


Figure 41 – Net positive suction specific energy, $NPSE$, and net positive suction head, $NPSH$ ($E_{LS} \neq 0$)

IEC 409/191

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{(p_{abs2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} + g_2 \cdot (z_r - z_2)$$

The pressure should be measured inside the draft tube (point 2) (see 2.3.6.9); in this case the above formula is valid for both turbines and pumps.

If it is not possible to measure the pressure inside the draft tube, the net positive suction specific energy, $NPSE$, can be calculated from the tailwater level (see 11.2.5.3).

Taking into account the specific hydraulic energy losses between sections 2 and 2', the formula becomes:

$$\begin{aligned} NPSE &= g_2 NPSH = \frac{(p_{amb2''} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2(z_r - z_{2''}) \pm E_{LS} \\ &= \frac{(p_{amb2''} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2 \cdot Z_s \pm E_{LS} \end{aligned}$$

+ for turbines, – for pumps

11.4 Mesurage de la pression

11.4.1 Choix de la section de mesure de la pression

Une attention particulière doit être apportée au choix de la section de mesure. L'écoulement doit être aussi régulier que possible. Les sections où le profil de vitesses est déformé par un coude, par une vanne ou par une autre perturbation extérieure à la machine hydraulique doivent être, si possible, remplacées par d'autres sections de mesure présentant de meilleures conditions d'écoulement.

Le plan de la section de mesure doit être normal à la direction moyenne de l'écoulement. Son aire, qui est nécessaire au calcul de la vitesse moyenne de l'eau, doit être facilement mesurable.

Il est préférable que la section de mesure soit aménagée dans un tronçon de conduite rectiligne (qui peut aussi être légèrement convergent ou divergent), s'étendant sur trois diamètres à l'amont et deux à l'aval de la section de mesure, et exempt de prélèvement ou d'apport d'eau pendant l'essai. Tout embranchement d'une conduite obturée doit être distant de la section de mesure d'au moins cinq fois son diamètre.

11.4.2 Nombre et emplacement des prises de pression

D'une manière générale, quelle que soit la forme de la section, au moins deux paires de prises de pression opposées doivent être utilisées. Dans des conditions favorables, le nombre de prises peut être réduit par accord entre les parties. Dans le cas de sections circulaires, les quatre prises de pression seront installées sur deux diamètres perpendiculaires. Les prises ne doivent pas être placées au point haut de la section de mesure ni à son voisinage, afin d'éviter les poches d'air, ni au point bas ou à son voisinage, à cause du risque d'obstruction des prises par des dépôts solides. Dans le cas de sections non circulaires, le plus souvent rectangulaires, les prises ne doivent pas être placées près des angles. Si des prises doivent être installées au plafond ou au radier d'une section, un soin spécial sera apporté pour éviter des perturbations dues à l'air ou aux dépôts.

Les mesures individuelles de pression moyenne autour de la section de mesure ne doivent pas différer les unes des autres de plus de 0,5% de l'énergie hydraulique massique de la machine, ou de plus de 20 % de l'énergie cinétique massique calculée à partir de la vitesse moyenne dans la section de mesure. Si cette condition n'est pas satisfaite et s'il est impossible de corriger la prise défectueuse, il y a lieu de conclure un accord mutuel afin d'éliminer la prise défectueuse, ou de choisir un autre emplacement, ou d'accepter cet écart.

11.4.3 Prises de pression

Les prises de pression doivent être aménagées dans des bossages en matériau inoxydable. Les figures 42a et 42b montrent des bossages typiques qui doivent être installés au ras de la paroi de la conduite.

L'alésage cylindrique de la prise de pression doit avoir de 3 mm à 6 mm de diamètre et une longueur minimale d'au moins deux fois le diamètre. Il doit être perpendiculaire à la paroi de la conduite et exempt de bavures ou d'irrégularités qui pourraient causer des perturbations locales. De préférence, les bords des ouvertures devraient avoir un rayon de raccordement à la conduite $r \leq d/4$. La seule utilité de ce rayon est d'éliminer toutes bavures éventuelles.

La surface de la conduite doit être lisse et parallèle à l'écoulement au voisinage de l'alésage sur au moins 300 mm à l'amont et 100 mm à l'aval. Dans les conduits en béton, les prises de pression doivent être au centre d'une plaque en acier inoxydable ou en bronze, d'au moins 300 mm de diamètre, scellée au ras du béton.

11.4 *Pressure measurements*

11.4.1 *Choice of pressure measuring section*

Special attention must be given to the location of the measuring section. There should be a minimum of disturbance to the flow. Sections where the velocity pattern is distorted by an elbow, valve or other flow disturbances outside of the hydraulic machine should be replaced if possible by other measuring sections with better flow conditions.

The plane of the measuring section shall be normal to the average direction of flow. Its area, which is required for computing the mean water velocity, must be readily measurable.

The measuring section should preferably be arranged in a straight conduit section (which may also be slightly convergent or divergent) extending three diameters upstream and two diameters downstream from the measuring section and free from any water extraction or injection active during the test. Closed branches shall be more than five times their diameter away from the measuring section.

11.4.2 *Number and location of pressure taps*

Generally, for any form of section at least two pairs of opposite pressure taps shall be used. With favourable conditions the number of taps can be reduced by mutual agreement. In the case of circular sections the four pressure taps shall be arranged on two diameters at right angles to each other. The taps shall not be located at or near the highest point of the measuring section in order to avoid air pockets and not near the lowest point because of the risk of dirt obstructing the taps. In the case of non-circular, in most cases rectangular sections, the taps shall not be located near the corners. If taps have to be arranged at the top or bottom of a section special care has to be observed to avoid disturbances due to air or dirt.

Individual mean pressure measurements around the measuring section should not differ from one another by more than 0,5% of the specific hydraulic energy of the machine or 20% of the specific kinetic energy calculated from the mean velocity in the measuring sections. If this requirement is not fulfilled and if it is not possible to correct the faulty tap, a mutual agreement should be reached to eliminate the faulty tap or to select another location or to accept this deviation.

11.4.3 *Pressure taps*

Pressure taps should be located in inserts of non-corroding material. Figure 42a and 42b show typical inserts which must be installed flush with the wall of conduit.

The cylindrical bore of the pressure tap shall be 3 mm to 6 mm in diameter and have a minimum length of at least twice the diameter. It must be perpendicular to the conduit wall and free of all burrs or irregularities which could cause local disturbances. Preferably the edges of the openings should be provided with a radius $r \leq d/4$ smoothly joining the flow passage. The only purpose of this rounding is to eliminate any possible burrs.

The surface of the conduit shall be smooth and parallel with the flow in the vicinity of the bore for at least 300 mm upstream and 100 mm downstream. In concrete passageways, the pressure taps shall be at the centre of a stainless steel or bronze plate at least 300 mm in diameter flush with the surrounding concrete.

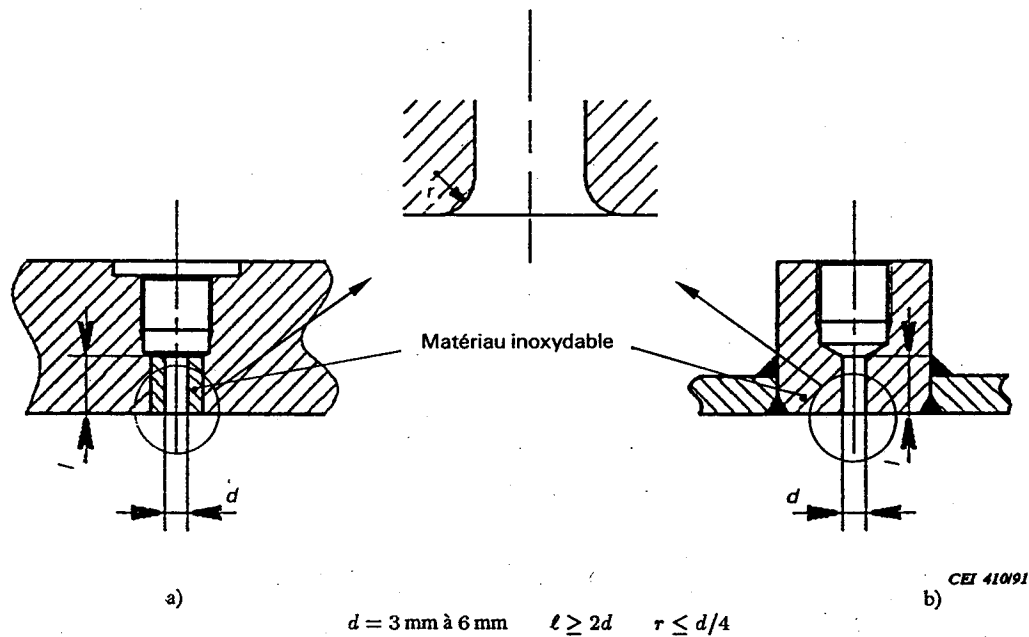


Figure 42 – Exemples de prises de pression

11.4.4 Tuyauteries de raccordement

Les prises de pression peuvent être raccordées entre elles (voir figure 43), mais chaque prise doit être pourvue d'une vanne individuelle pour pouvoir être lue séparément. Le diamètre de la tuyauterie de raccordement doit être au moins le double de celui de la prise et compris entre 8 mm et 20 mm. Le diamètre du collecteur doit être d'au moins trois fois le diamètre de la prise. Des précautions spéciales doivent être prises quand les tuyaux sont noyés dans le béton. Il convient que les tuyaux de raccordement aient, si possible, la même longueur, et montent jusqu'au manomètre sans points hauts intermédiaires où de l'air pourrait être emprisonné. Des vannes doivent être prévues à tous les points hauts pour purger l'air. Du tuyau plastique transparent est disponible pour une grande gamme de pressions et est utile pour déceler la présence de bulles d'air. Aucune fuite ne sera admise dans les raccordements.

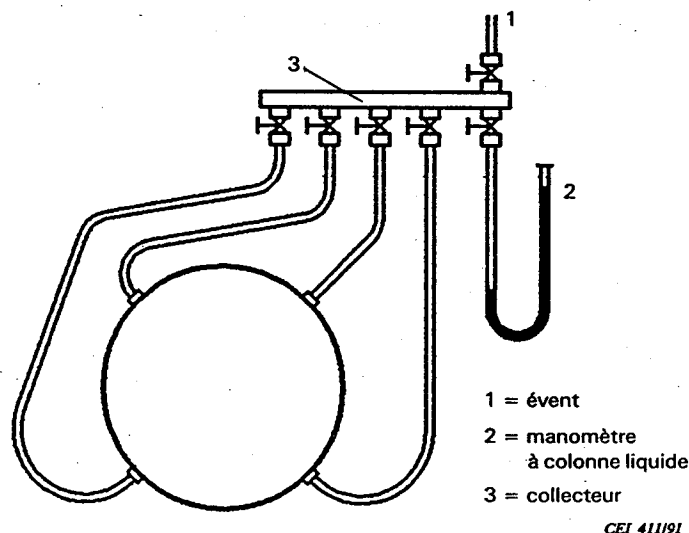


Figure 43 a – Prises de pression reliées au collecteur par des tuyaux de raccordement séparés

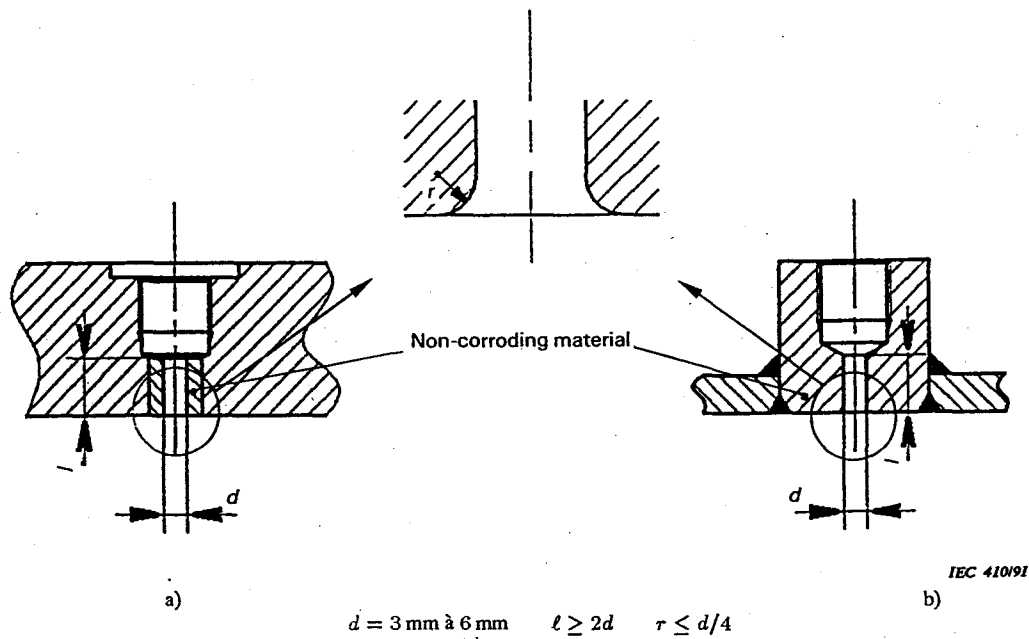


Figure 42 – Examples for pressure taps

11.4.4 Gauge piping

Pressure taps may be manifolded (see Figure 43), but each tap shall be separately valved so that it can be read individually. The diameter of the connecting piping shall be at least twice that of the tap, not less than 8 mm and not more than 20 mm. The diameter of the manifold shall be at least three times the diameter of the tap. Special precautions shall be taken when pipes are embedded in concrete. Connection pipes should, if possible, be of equal length, slope upward to the gauge or manometer with no intermediate high spots where air may be trapped. Valved shall be provided at all high points for flushing out air. Transparent plastic tubing is available for a wide pressure range and is useful in disclosing the presence of air bubbles. No leaks shall be permitted in the gauge connection.

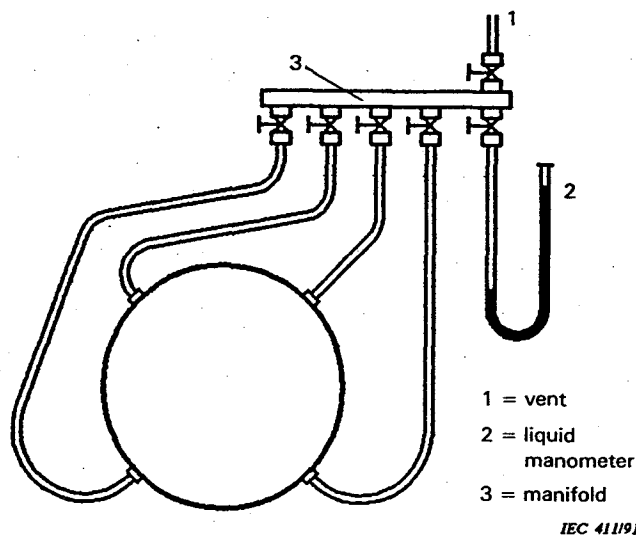
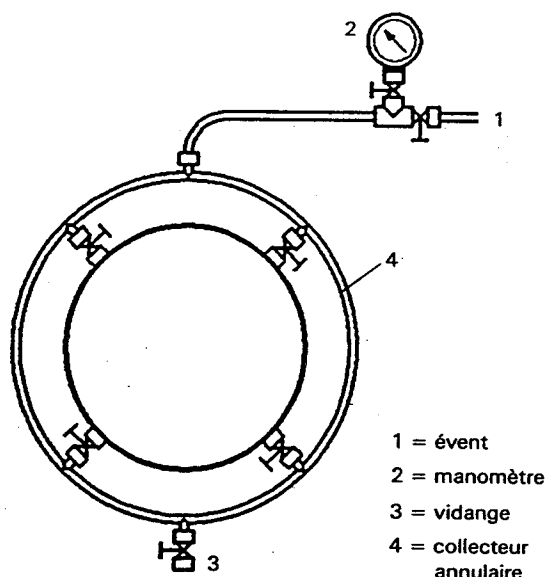


Figure 43 a – Pressure taps connected through separate connecting pipes to manifold



CEI 41291

Figure 43 b – Prises de pression raccordées au manomètre par un collecteur annulaire

11.4.5 Dispositifs d'amortissement

Quand la pression à mesurer fluctue (voir 5.2.1), il peut être difficile d'obtenir des lectures correctes sur un manomètre. Pour améliorer de telles conditions, un amortissement approprié doit être introduit. Cela, cependant, demande un soin spécial, car un bon appareil amortisseur faisant intervenir le frottement visqueux doit être parfaitement symétrique, avec la même résistance à l'écoulement dans les deux directions. Un tube capillaire avec un alésage de 1 mm et une longueur convenable (par exemple 50 mm à 150 mm) est recommandé à cet effet, car il fournit un amortissement linéaire des pulsations de pression irrégulières. Un amortissement supplémentaire peut être obtenu à l'aide d'un ballon pneumatique ou d'une chambre d'équilibre raccordé à la tuyauterie de liaison avant le manomètre. L'usage d'un diaphragme n'est pas recommandé car il peut introduire une erreur due à l'amortissement non linéaire. Un circuit de contournement muni d'une vanne doit être prévu autour de tout dispositif d'amortissement et gardé ouvert sauf pendant la courte période où des lectures sont effectuées. Il n'est pas permis de couder ou de pincer les tuyaux, ni d'introduire un dispositif d'étranglement non symétrique.

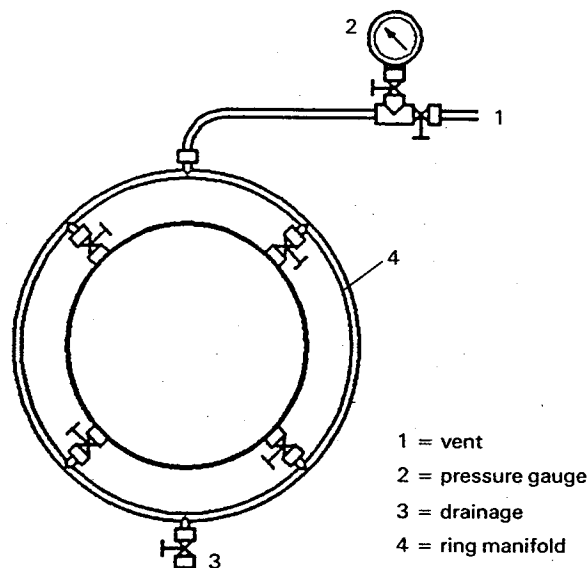
11.4.6 Appareillage de mesure

Les manomètres à colonne liquide et à poids sont considérés comme des appareils de mesure primaires.

11.4.6.1 Manomètres à colonne liquide

Les manomètres à colonne liquide sont utilisés pour la mesure de petites pressions ou de petites pressions différentielles (moins de 3×10^5 Pa). Dans les essais sur site, on utilise principalement des manomètres à colonne d'eau ou de mercure (voir figures 44a, b, c et d). Dans certains cas, d'autres liquides de masse volumique connue peuvent être utilisés.

Le tube d'un manomètre à colonne d'eau doit avoir un diamètre intérieur minimal de 12 mm dans la plage de mesure afin de minimiser les effets de la capillarité. Pour des manomètres à mercure, ce diamètre doit être d'au moins 8 mm.



IEC 412/91

Figure 43 b – Pressure taps connected through ring manifold to pressure gauge

11.4.5 Damping devices

When the pressure to be measured is fluctuating (see 5.2.1), it may be difficult to obtain correct readings on a pressure manometer. In order to improve such conditions, suitable damping shall be provided. However, this requires special care, because a proper damping device depending on viscous resistance should be fully symmetrical with equal resistance to flow in both directions. A capillary tube with a 1 mm bore and a suitable length (e.g. 50 mm to 150 mm) is recommended for this purpose because it provides linear damping of irregular pressing pulsations. Additional damping may be obtained from an air or surge chamber connected to the pressure line ahead of the gauge. Using an orifice plate is not recommended because it may introduce an error due to non-linear damping. A valved bypass around any damping device should be provided and kept open except for the short time during which readings are taken. Bending or pinching the connecting pipes or inserting any non-symmetrical throttling device is not permitted.

11.4.6 Measuring apparatus

Liquid column manometers and dead weight manometers are considered as primary instruments.

11.4.6.1 Liquid column manometers

Liquid column manometers are used to measure small pressures or small pressure differences (less than 3×10^5 Pa). In field tests mostly water or mercury column manometers are used (see Figure 44a, b, c and d). In some cases other liquids of known density may be used.

The tube of a water column manometer shall have a minimum inside diameter of 12 mm in the measuring range to minimize capillary effects. With mercury manometers, this diameter shall be at least 8 mm.

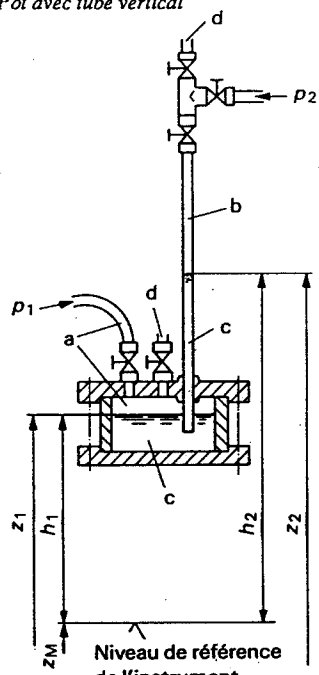
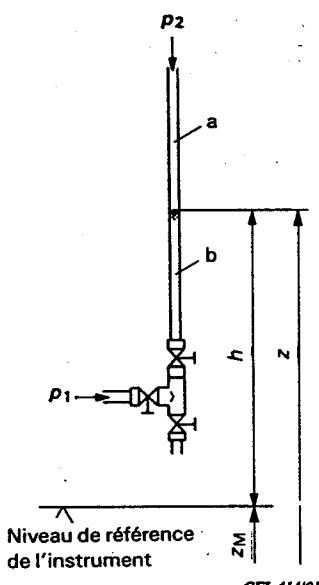
Manomètre	Pression effective $p_2 = p_{amb}$	Pression différentielle $p_2 \neq p_{amb}$
	$p = p_{abs} - p_{amb}$	$\Delta p = p_1 - p_2$
a) Pot avec tube vertical  CEI 413/91	p_M = pression au niveau de référence de l'instrument $p_M = g[\varrho_{Hg}(h_2 - h_1) + \varrho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$ a = eau b = air c = mercure d = évent	$\Delta p = g(\varrho_{Hg} - \varrho) \cdot (h_2 - h_1)$ $\Delta p = g(\varrho_{Hg} - \varrho) \cdot (z_2 - z_1)$ a = eau b = eau c = mercure d = évent
b) Colonne d'eau (tube vertical)  CEI 414/91	$p_M = g \cdot \varrho \cdot h$ $h = z - z_M$ a = air b = eau	Pas utilisable

Figure 44 a et b – Manomètres à colonne liquide (les valeurs de ϱ , ϱ_{Hg} et ϱ_a sont données dans l'annexe E)

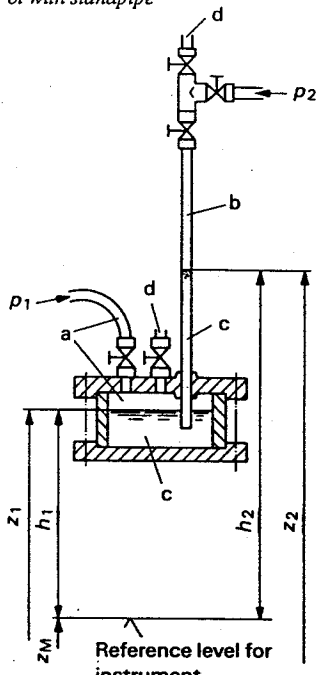
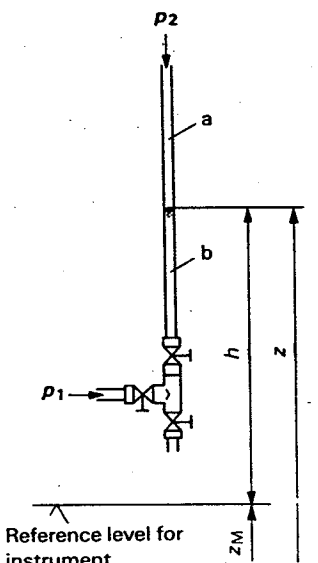
Manometer	Gauge pressure $p_2 = p_{amb}$ $p = p_{abs} - p_{amb}$	Differential pressure $p_2 \neq p_{amb}$ $\Delta p = p_1 - p_2$
a) Pot with standpipe  IEC 413/91	$p_M = \text{pressure at the reference level of instrument}$ $p_M = g[\varrho_{Hg}(h_2 - h_1) + \varrho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$ a = water b = air c = mercury d = vent	$\Delta p = g(\varrho_{Hg} - \varrho) \cdot (h_2 - h_1)$ $\Delta p = g(\varrho_{Hg} - \varrho) \cdot (z_2 - z_1)$ a = water b = water c = mercury d = vent
b) Water column (standpipe)  IEC 414/91	$p_M = g \cdot \varrho \cdot h$ $h = z - z_M$ a = air b = water	Not applicable

Figure 44 a and b – Liquid column manometers (values of ϱ , ϱ_{Hg} and ϱ_a are given in Appendix E)

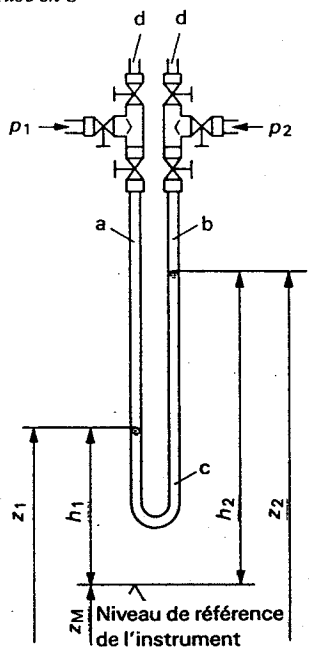
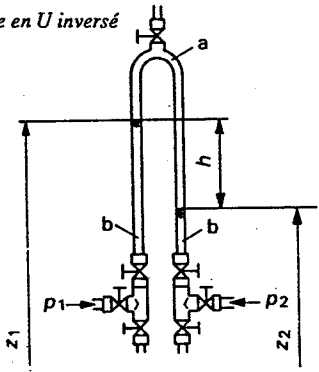
Manomètre	Pression effective $p_2 = p_{amb}$	Pression différentielle $p_2 \neq p_{amb}$
	$p = p_{abs} - p_{amb}$	$\Delta p = p_1 - p_2$
c) Tube en U  CEI 415191	p_M = pression au niveau de référence de l'instrument $p_M = g[\varrho_{Hg}(h_2 - h_1) + \varrho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$ a = eau b = air c = mercure d = évent	$\Delta p = g(\varrho_{Hg} - \varrho) \cdot (h_2 - h_1)$ $\Delta p = g(\varrho_{Hg} - \varrho) \cdot (z_2 - z_1)$ a = eau b = eau c = mercure d = évent
d) Tube en U inversé  CEI 416191	Pas utilisable	$\Delta p = gh \cdot (\varrho - \varrho_a)$ $h = z_1 - z_2$ a = air, air comprimé ou vide b = eau

Figure 44 c et d – Manomètres à colonne liquide (les valeurs de ϱ , ϱ_{Hg} et ϱ_a sont données dans l'annexe E)

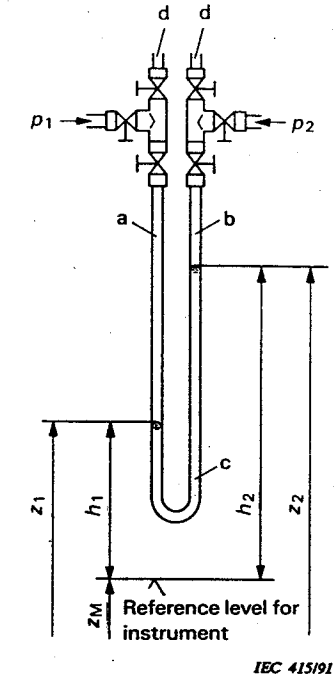
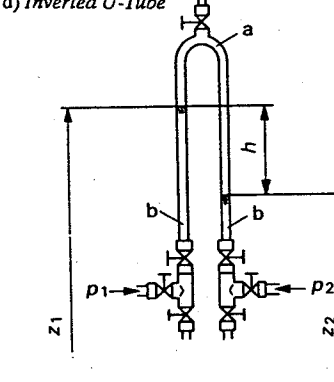
Manometer	Gauge pressure $p_2 = p_{amb}$ $p = p_{abs} - p_{amb}$	Differential pressure $p_2 \neq p_{amb}$ $\Delta p = p_1 - p_2$
c) <i>U-Tube</i>  IEC 415/91	p_M = pressure at the reference level of instrument $p_M = g[\varrho_{Hg}(h_2 - h_1) + \varrho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$ a = water b = air c = mercury d = vent	$\Delta p = g(\varrho_{Hg} - \varrho) \cdot (h_2 - h_1)$ $\Delta p = g(\varrho_{Hg} - \varrho) \cdot (z_2 - z_1)$ a = water b = water c = mercury d = vent
d) <i>Inverted U-Tube</i>  IEC 416/91	Not applicable	$\Delta p = gh \cdot (\varrho - \varrho_a)$ $h = z_1 - z_2$ a = air, compressed air or vacuum b = water

Figure 44 c and d – Liquid column manometer (values of ϱ , ϱ_{Hg} and ϱ_a are given in Appendix E)

11.4.6.2 Manomètres à poids

Les manomètres à poids sont normalement utilisés pour des pressions supérieures à 2×10^5 Pa. Les manomètres à poids peuvent être à piston simple ou différentiel. Le diamètre effectif d_e du piston peut être déterminé comme étant la moyenne arithmétique du diamètre d_p du piston et de celui d_b de l'alésage, et utilisé pour le calcul des pressions sans étalonnage supplémentaire:

$$d_e = \frac{d_b + d_p}{2} \quad \text{si} \quad \frac{d_b - d_p}{d_b + d_p} \leq 0,001$$

La pression p mesurée à l'extrémité inférieure du piston d'un manomètre à poids chargé avec une masse m est:

$$p = \frac{4gm}{\pi d_e^2}$$

Les manomètres à poids doivent satisfaire aux conditions suivantes:

- Le diamètre effectif d_e du piston doit être déterminé avec une incertitude relative

$$f_{de} \leq 5 \times 10^{-4}$$

Par exemple, le diamètre effectif d_e d'un piston de 10 mm doit être déterminé avec une précision minimale de 5×10^{-3} mm.

- Le frottement entre le piston et son alésage doit être éliminé au moyen d'une rotation lente du piston ($0,25 \text{ s}^{-1} \leq n \leq 2 \text{ s}^{-1}$).
- Le cylindre doit être rempli d'un fluide convenable, normalement de l'huile de faible viscosité ($\nu \simeq 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$).
- Un réservoir d'huile d'un volume suffisant, relié au cylindre pour compenser les pertes d'huile inévitables entre le piston et l'alésage, doit être installé.
- Si le plateau à poids tourne avec le piston, les poids posés sur ce plateau doivent être équilibrés afin d'éviter une oscillation du piston.
- Le manomètre à poids doit être placé sur une base solide. L'axe du piston doit être vertical.
- Toutes les masses agissantes (poids, piston, plateau à poids, etc.) doivent être étalonnées.

Il est de bonne pratique de déterminer l'aire effective du piston indirectement par comparaison avec une pression statique à débit nul (voir 11.4.7.1).

Pour stabiliser un manomètre à poids, il est recommandé d'utiliser un montage comprenant un dispositif compensateur, par exemple:

- Un manomètre à poids connecté en série avec un appareil de mesure de pression différentielle (par exemple un capteur ou un manomètre à colonne liquide), voir figure 45 a.
- Un manomètre à poids connecté en parallèle avec un dispositif de mesure de force (par exemple colonne liquide, ressort, capteur), voir figure 45 b.

La courbe de correction tenant compte de ces dispositions sera établie soit par comparaison avec un manomètre à poids étalonné, sans compensation, soit à pression constante, en ajoutant de petits poids de masse appropriée afin que le compensateur indique le zéro.

La sensibilité d'un manomètre à poids travaillant dans de bonnes conditions est inférieure à 100 Pa.

11.4.6.2 Dead weight manometers

Dead weight manometers are commonly used for pressure higher than 2×10^5 Pa. Dead weight manometers may be of the simple or differential piston types. The effective piston diameter d_e of the former may be determined as the arithmetic mean value of the piston diameter d_p and bore diameter d_b and used for pressure calculation without further calibration:

$$d_e = \frac{d_b + d_p}{2} \quad \text{if} \quad \frac{d_b - d_p}{d_b + d_p} \leq 0,001$$

The pressure p measured at the lower end of the piston of a dead weight manometer loaded with mass m is:

$$p = \frac{4gm}{\pi d_e^2}$$

Dead weight manometers must fulfil the following conditions:

- The effective piston diameter d_e must be determined within the relative uncertainty

$$f_{d_e} \leq 5 \times 10^{-4}$$

For example, the effective piston diameter d_e of 10 mm must be determined with an accuracy of at least 5×10^{-3} mm.

- The friction between piston and bore must be eliminated by rotating the piston slowly ($0,25 \text{ s}^{-1} \leq n \leq 2 \text{ s}^{-1}$).
- The cylinder must be filled with a suitable fluid, commonly by oil of low viscosity ($\nu \simeq 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$).
- An oil reserve of sufficient volume in connection with the cylinder to replenish the unavoidable oil losses between bore and piston must be provided.
- If the weight plate is rotating with the piston the weights imposed on this plate must be balanced to avoid oscillation of the piston.
- The dead weight manometer is to be placed on a solid base. The axis of the piston must be vertical.
- All the acting masses (weights, piston, weight plate, etc.) must be calibrated.

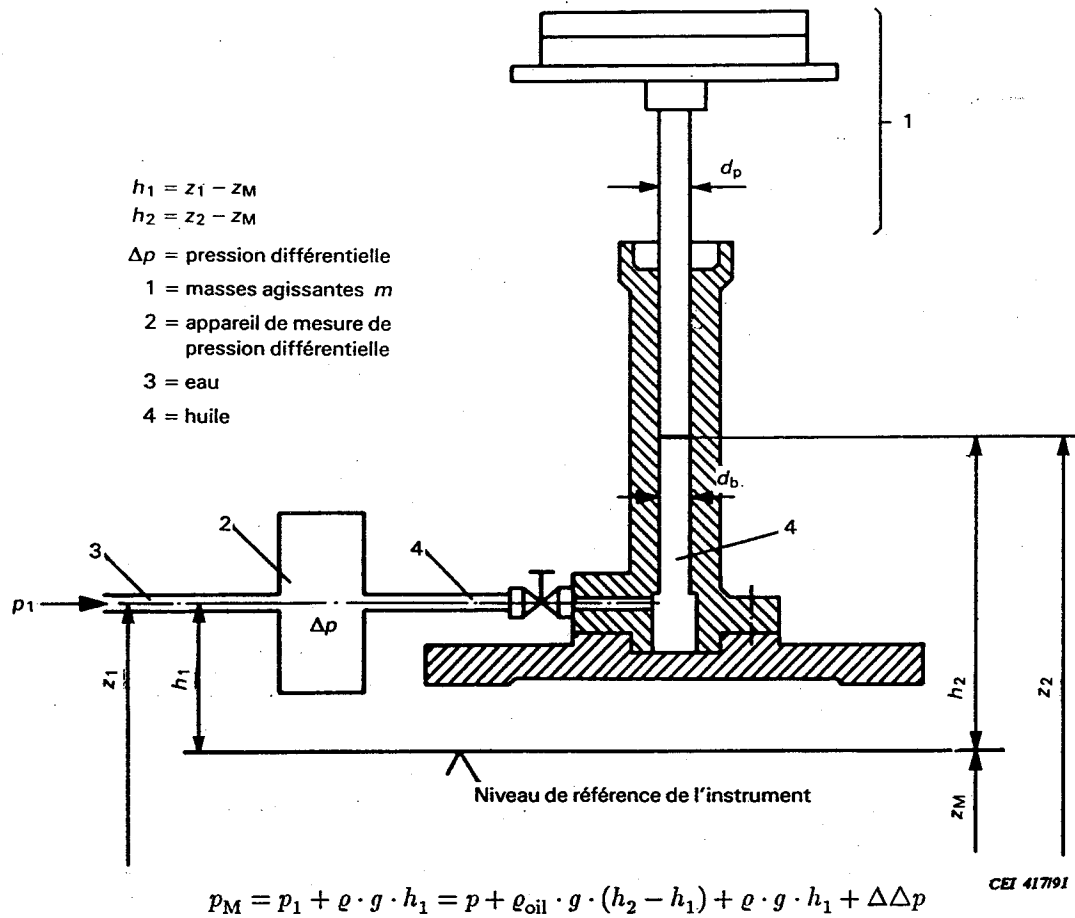
It is good practice to determine the effective piston area indirectly by checking against a static pressure at zero discharge (see 11.4.7.1).

For stabilisation of the dead weight manometer it is recommended to use a setup with a compensating device, such as:

- A dead weight manometer, which is connected in series with a differential-pressure measurement device (e.g. transducer or liquid manometer), see Figure 45 a.
- A dead weight manometer which is connected in parallel with a force measurement device (e.g. liquid column, spring, load cell), see Figure 45 b.

The correction curve due to these setups shall be determined either by checking them against a calibrated dead weight manometer without compensating devices or by loading the weight plate at constant pressure additionally with small weights of appropriate mass, so that the indicator of the compensator shows zero.

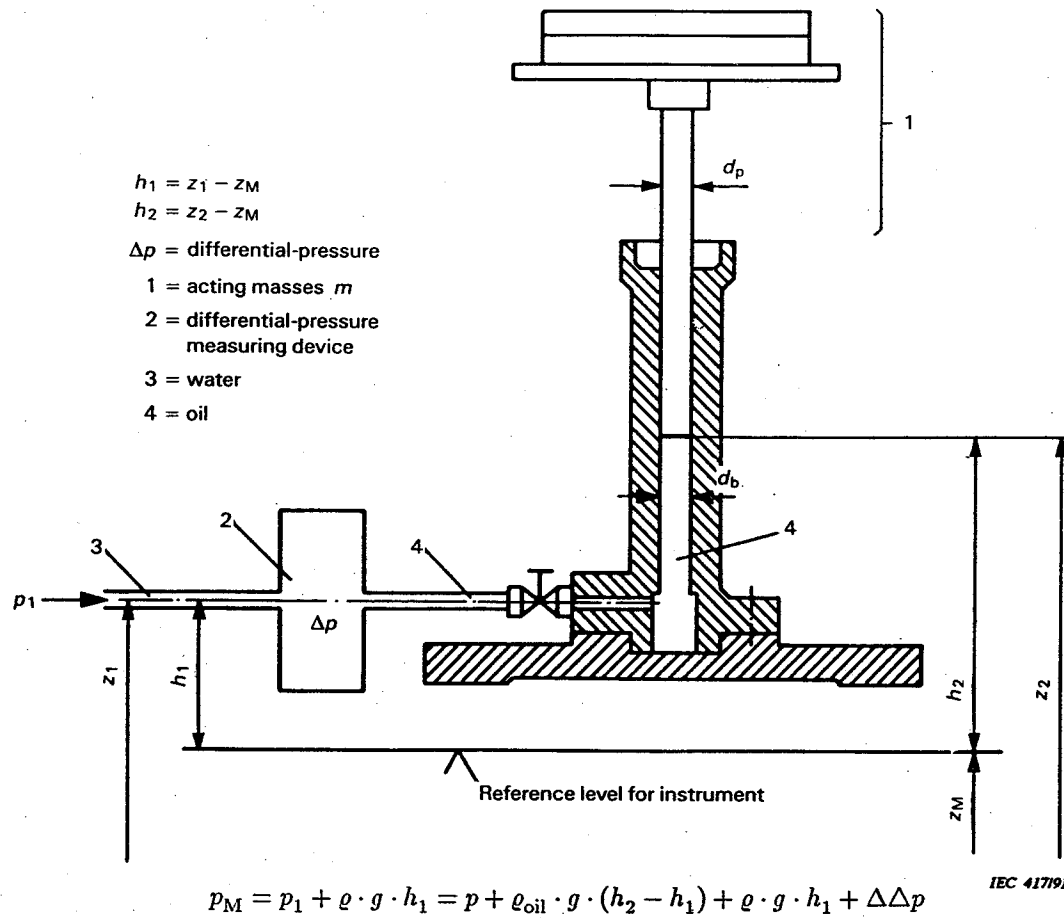
The sensitivity of a dead weight manometer in good condition is less than 100 Pa.



où:

$$p = \frac{4 \cdot m \cdot g}{\pi \cdot d_e^2} \quad \text{avec:} \quad d_e = \frac{d_b + d_p}{2}$$

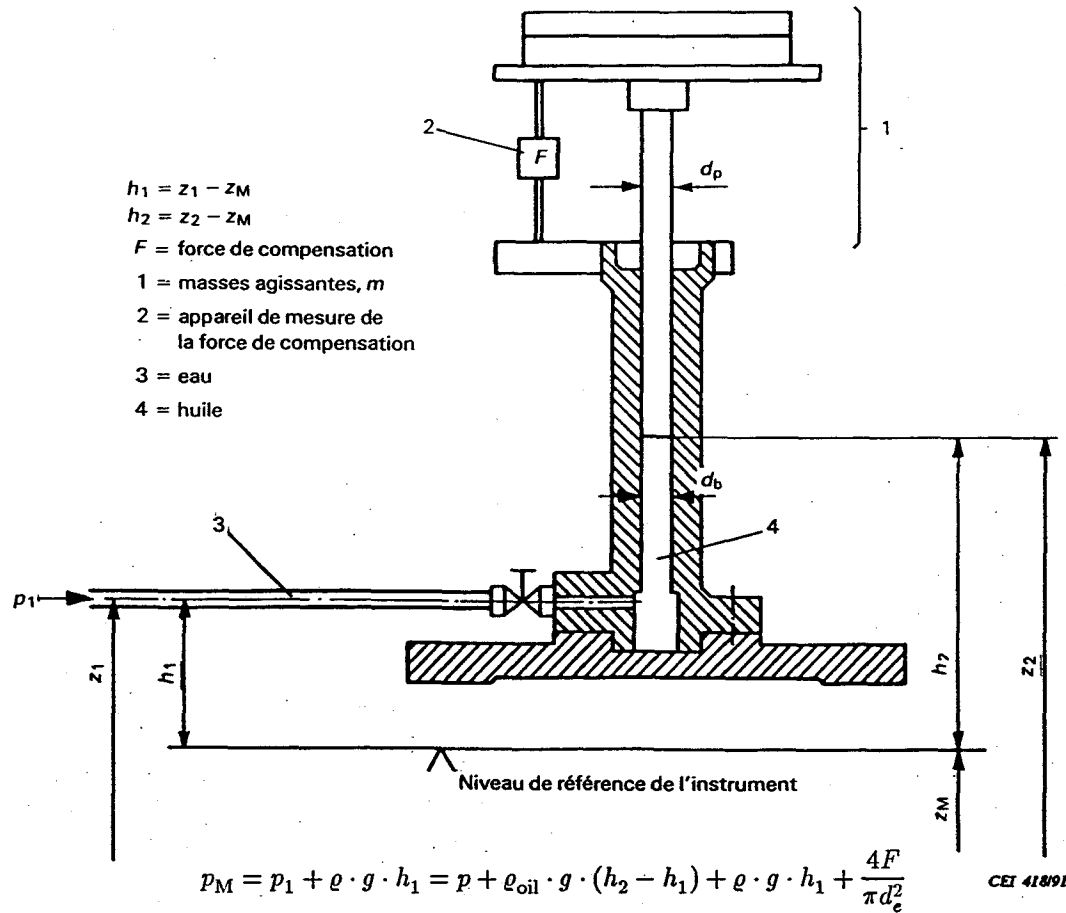
Figure 45 a – Manomètre à poids avec stabilisation par mesure de pression différentielle (capteur ou manomètre à colonne liquide)



where:

$$p = \frac{4 \cdot m \cdot g}{\pi \cdot d_e^2} \quad \text{with: } d_e = \frac{d_b + d_p}{2}$$

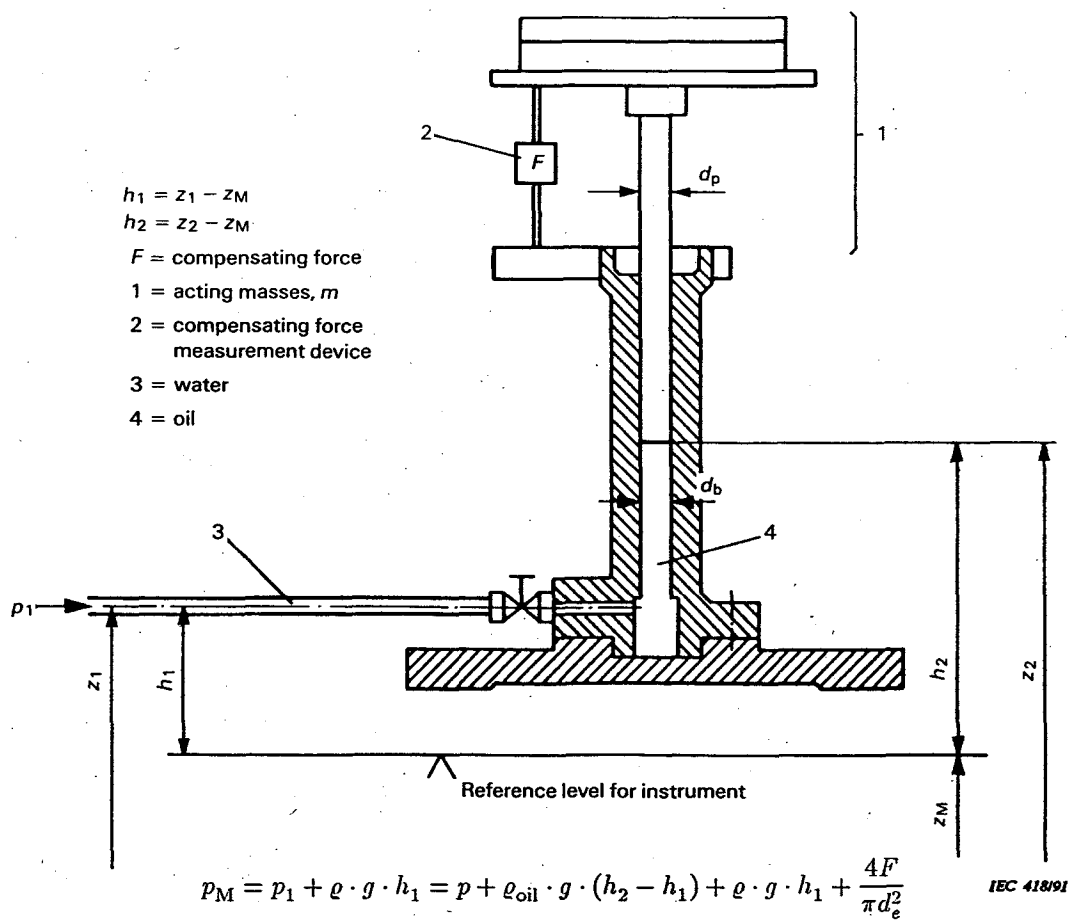
Figure 45 a – Dead weight manometer with stabilization by differential pressure measurement (transducer or liquid manometer)



où:

$$p = \frac{4 \cdot m \cdot g}{\pi \cdot d_e^2} \quad \text{avec:} \quad d_e = \frac{d_b + d_p}{2}$$

Figure 45 b – Manomètre à poids avec stabilisation par mesure de force (colonne liquide, ressort, capteur, balance)



where:

$$p = \frac{4 \cdot m \cdot g}{\pi \cdot d_e^2} \quad \text{with: } d_e = \frac{d_b + d_p}{2}$$

Figure 45 b – Dead weight manometer with stabilization by force measurement (liquid column, spring, load cell, weighbeam)

11.4.6.3 Manomètre à ressort

Ce type de manomètre utilise la déflexion mécanique d'un tube (en boucle simple ou spirale) ou d'une membrane pour indiquer la pression. La gamme d'un tel manomètre doit être choisie en fonction de la plage de pression à mesurer. Il peut être utilisé par accord entre les parties, pour autant que l'appareil soit d'une précision suffisante, utilisé dans sa plage optimale (normalement entre 60 % et 100 % de la graduation), et étalonné sur le site avant et après l'essai, par comparaison avec un étalon fiable.

11.4.6.4 Capteurs de pression

Les capteurs de pression sont des dispositifs électromécaniques dans lesquels des 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 pressions à mesurer.

Quelques uns des avantages liés à l'utilisation de capteurs de pression sont les suivants:

- Il est facile de les intégrer à un système électronique d'acquisition de données.
- Ils n'exigent en général que des débits négligeables à travers les prises de pression, fournissant ainsi une réponse rapide et précise.
- Les valeurs moyennes de pression ou de pression différentielle fluctuante, ainsi que des enregistrements de phénomènes transitoires sont aisément obtenus en utilisant un équipement électronique courant.

Les capteurs de pression devront avoir les caractéristiques suivantes:

- stabilité suffisante de l'étalonnage;
- grande reproductibilité, hystérésis négligeable;
- faible dérive du zéro et faible sensibilité à la température.

Il est recommandé d'effectuer des mesures avec et sans filtre sur l'équipement électronique de manière à s'assurer qu'il n'y a pas de distorsions quand les filtres sont en service.

Les chaînes complètes des capteurs de pression doivent être étalonnées sur le site, sous les pressions à mesurer lors des essais. L'exactitude d'un capteur sera déterminée par l'exactitude de l'étalonnage. Celui-ci peut être effectué au moyen de manomètres adaptés, par exemple un manomètre à poids, prévus pour permettre de vérifier les mesures fournies par la chaîne du capteur à n'importe quel moment pendant les essais (voir 11.4.7.3).

Une autre possibilité est d'installer deux chaînes semblables en parallèle, et de prendre des lectures simultanées durant l'essai. Les capteurs et leurs chaînes sont contrôlés avant et après l'essai, et quand les deux chaînes donnent des indications différentes, une comparaison avec un manomètre approprié est recommandée.

Chaque fois qu'une réponse rapide du capteur de pression est désirée, l'instrument doit être connecté directement sur la conduite en pression, et tout le système d'étalonnage doit être mis hors circuit pendant l'essai afin de préserver les propriétés dynamiques des capteurs.

11.4.7 Contrôle des manomètres

11.4.7.1 Comparaison de la pression effective avec la pression statique à débit nul

Avant et après l'essai de réception, les lectures des manomètres p_M doivent être comparées à la pression statique à débit nul. S'il y a une cheminée d'équilibre, plusieurs heures peuvent être nécessaires pour stabiliser le système.

Le contrôle est effectué en comparant (voir figure 46):

a) la pression statique absolue

$$p_{\text{abs}_1} = p_{\text{amb}_0} + \bar{\rho} \bar{g} (z_0 - z_1) = p_{\text{amb}_0} + \bar{\rho} \bar{g} Z_0$$

11.4.6.3 Spring pressure gauge

This type of gauge uses the mechanical deflection of a loop of tubing (plain or spiral) or a diaphragm to indicate pressure. Depending on the pressure to be measured the corresponding range for a spring pressure gauge has to be selected. It may be used by mutual agreement provided the gauge is of suitable precision and used within its optimum measuring range (usually from 60 % to 100 % of full scale) as well as calibrated on site against a reliable standard before and after the test.

11.4.6.4 Pressure transducers

Pressure transducers are electromechanical devices in which mechanical effects produced by pressure are converted into electrical signals.

Depending on the pressure to be measured the corresponding range for the pressure transducer has to be selected.

Some advantages in using pressure transducers are:

- Ease of integration into electronic data acquisition systems.
- They usually require negligible fluid flow through pressure taps thus providing rapid and accurate response.
- Average values of fluctuating pressures or pressure differences as well as records of transient phenomena are easily obtained using readily available electronic equipment.

The pressure transducers should have the following characteristics:

- sufficient calibration stability;
- high repeatability, negligible hysteresis;
- low zero shift and low temperature sensitivity.

Operation with and without filters on the electronic equipment should be conducted to ascertain the absence of bias when filters are operating.

The complete pressure transducer system must be calibrated on site under the pressure to be encountered during the test. The accuracy of a transducer will be determined by the accuracy of the calibration. The calibration can be done by a suitable pressure gauge, for example a dead weight manometer, provided for checking the measurements by the transducer systems at any time during the test (see 11.4.7.3).

Another possibility is to install two similar transducer systems in parallel and to take simultaneous readings during the test. The transducer systems are checked before and after the test and when the two systems show different readings, a comparison with a suitable pressure gauge is recommended.

Whenever a fast response of the pressure transducer is needed, the instrument shall be connected directly to the pressure line and all the calibration system shall be shut off during the measurements to preserve the dynamic quality of the transducers.

11.4.7 Checking of pressure gauges

11.4.7.1 Comparison of the gauge pressure with the static pressure at zero discharge

Before and after the acceptance test, the readings of the pressure gauge p_M shall be compared with the static pressure for zero discharge. If there is a surge tank, several hours may be required to stabilize the system.

The checking system is made by comparing (see Figure 46):

- a) the absolute static pressure

$$p_{\text{abs}_1} = p_{\text{amb}_0} + \bar{\rho} \bar{g} (z_0 - z_1) = p_{\text{amb}_0} + \bar{\rho} \bar{g} Z_0$$

et

b) la mesure de pression

$$p_{abs1} = p_M + p_{ambM} - \rho_1 g_1 (z_1 - z_M) = p_M + p_{ambM} - \rho_1 g_1 Z_1$$

où:

p_M est la pression effective indiquée par le manomètre

$$\bar{\rho} = (\rho_0 + \rho_1)/2$$

$$\bar{g} = (g_0 + g_1)/2$$

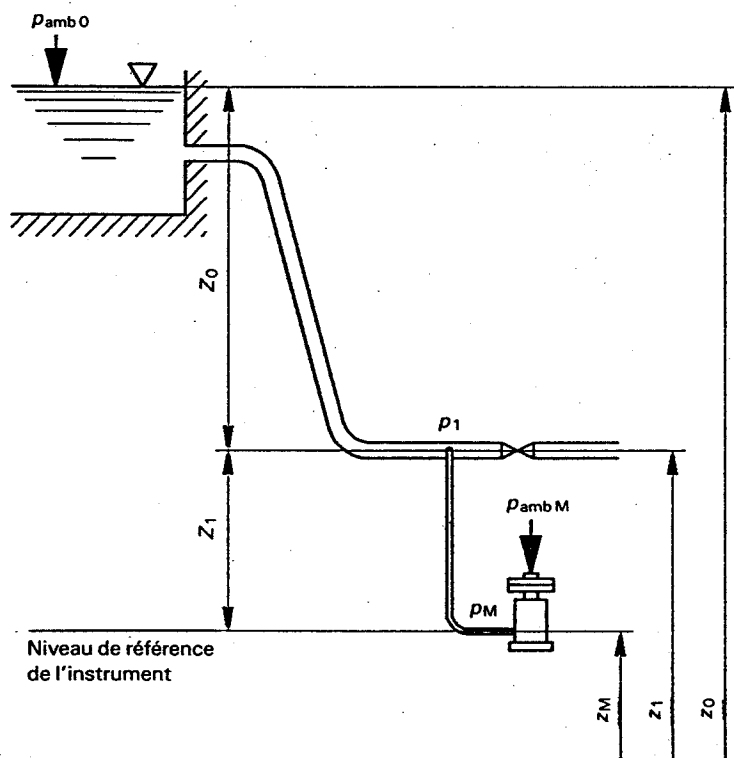
On admet généralement que $\bar{g} = g_1$.

Dans les cas où $p_{abs1} \leq 4 \cdot 10^5$ Pa, on peut écrire: $\bar{\rho} = \rho_1$.

La différence entre les deux mesures de pression susmentionnées a) et b) de p_{abs1} doit être inférieure à 0,1 %.

L'exactitude dépend presque entièrement de l'exactitude avec laquelle les altitudes, z_0 et z_1 , ainsi que la température moyenne de l'eau, ont été déterminées. Les propriétés physiques de l'eau (masse volumique, etc.) sont tirées de tables données dans l'annexe E, sauf quand la masse volumique est déterminée par des mesures sur le site.

En employant selon la procédure décrite dans ce paragraphe un instrument déjà étalonné, on peut déterminer la masse volumique de l'eau (voir 9.2.4).



CEI 419/91

Figure 46 – Contrôle d'un manomètre

and

b) the pressure measurement

$$p_{abs_1} = p_M + p_{amb_M} - \rho_1 g_1 (z_1 - z_M) = p_M + p_{amb_M} - \rho_1 g_1 Z_1$$

where:

p_M is the gauge pressure indicated by the manometer

$$\bar{\rho} = (\rho_0 + \rho_1)/2$$

$$\bar{g} = (g_0 + g_1)/2$$

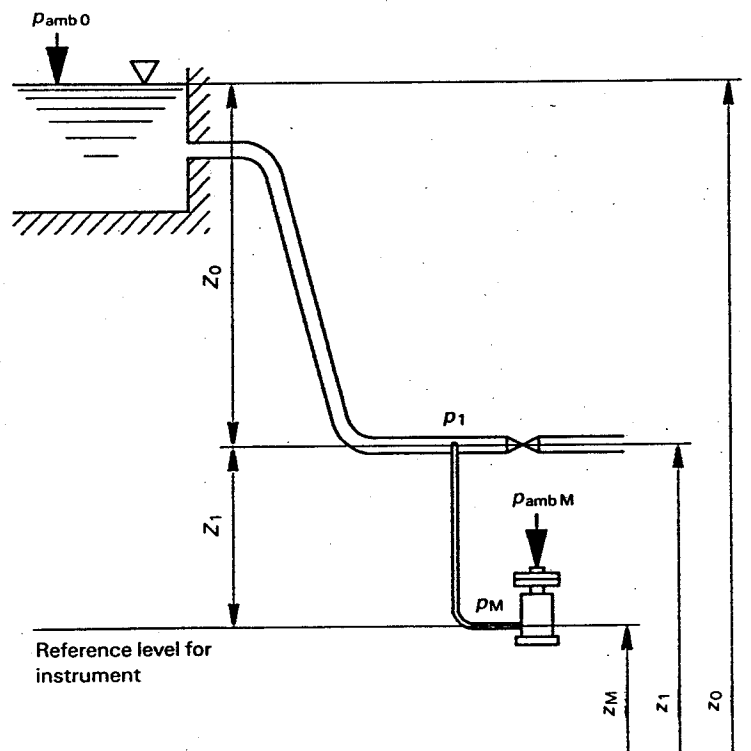
It is generally assumed that $\bar{g} = g_1$.

In the case where $p_{abs_1} \leq 4 \cdot 10^5$ Pa, it can be written: $\bar{\rho} = \rho_1$.

The difference between the two above mentioned pressure measurements a) and b) of p_{abs_1} shall be less than 0,1 %.

The accuracy depends almost entirely on the accuracy with which the elevation z_0 and z_1 and the mean water temperature have been determined. The physical properties of water (mean density, etc.) are taken from data given in Appendix E except when density is determined by measurement at site.

With the use of an already calibrated pressure measuring device the procedure given in this paragraph can be used to determine the water density (see 9.2.4).



IEC 419/91

Figure 46 – Checking of a manometer

11.4.7.2 Comparaison avec des appareils de mesure primaires

Les manomètres à ressort et les capteurs de pression doivent être vérifiés au moins sur la plage de mesure d'essai par comparaison avec un appareil de mesure primaire (voir 11.4.6) ou avec des niveaux d'eau.

11.4.7.3 Etalonnage en continu

Une possibilité de comparaison avec un appareil de mesure primaire entre chacune des séquences, au moyen d'un montage permanent, c'est-à-dire un étalonnage en continu, est représentée à la figure 47.

Le manomètre à ressort ou le capteur de pression à étalonner est raccordé en parallèle avec un manomètre à poids (ou n'importe quel appareil de mesure primaire) à la conduite forcée, au travers d'une chambre d'interface, de telle manière qu'avant et après chaque séquence durant l'essai, toutes les parties puissent s'assurer que la mesure de pression lue ou enregistrée est en accord avec le dispositif de mesure primaire. La chambre d'interface permet d'utiliser le manomètre à poids avec de l'huile, comme il est spécifié, tout en garantissant le fonctionnement du manomètre ou du capteur dans un milieu (l'huile) à température constante.

Les deux modes d'utilisation, mesure de pression avec le manomètre ou le capteur et étalonnage des appareils avec le manomètre à poids, sont sélectionnés par une manœuvre de vannes. Pour la mesure de pression, les vannes A et C sont ouvertes, les vannes B, D, E et F sont fermées. Pour l'étalonnage, les vannes A, C et D sont fermées, et E est ouverte; la vanne F et l'indicateur de niveau ne sont utilisés que pour le contrôle du zéro. La vanne D peut servir soit à purger l'air de la chambre d'interface, soit à remplir la chambre et les tuyaux d'huile depuis un bidon portatif, et la vanne B peut servir à soulager la pression dans la chambre, ou à ajuster le niveau d'interface à la cote de référence.

Si:

p_T est la pression d'essai,

p_L est une pression juste inférieure à la pression d'essai attendue,

p_H est une pression juste supérieure à la pression d'essai attendue,

on a donc: $p_L < p_T < p_H$.

La marche à suivre est la suivante:

- 1) Pré-étalonner le manomètre ou le capteur juste avant l'essai. Il n'est pas nécessaire que cet étalonnage couvre le point de pression nulle, ni toute la plage de l'appareil; il doit cependant couvrir les pressions p_L et p_H . On note les masses placées sur le manomètre à poids et les indications du manomètre, mais le manomètre ou le capteur n'est pas ajusté.
- 2) Mesurer normalement la pression d'essai p_T .
- 3) Post-étalonner le manomètre ou le capteur. Ceci est une répétition du point 1 juste après les mesures.

Si le temps écoulé entre deux séquences est court, le point 3 de la séquence précédente peut être considéré comme étant le point 1 de la suivante.

La valeur de la pression d'essai est déterminée par interpolation linéaire entre les valeurs moyennes de p_L et p_H obtenues aux points 1 et 3.

Si les différences entre les moyennes obtenues au point 3 et celles du point 1 dépassent les limites acceptables (voir 11.6), les causes de ces différences doivent être identifiées et éliminées, et la séquence répétée.

L'incertitude estimée de cette méthode est du même ordre que celle de l'appareil de mesure primaire.

11.4.7.2 Comparison with primary measuring instruments

Spring gauges and pressure transducers must be checked at least over the measuring range during the test against primary instruments (see 11.4.6) or by comparison with water levels.

11.4.7.3 Running calibration

A possibility of comparison with primary instruments between each run with a permanent installation, the so-called running calibration, is shown in Figure 47.

The spring pressure gauge or the pressure transducer to be calibrated is connected in parallel with a deadweight manometer (or with any other primary device) to the penstock through an interface vessel, so that before and after any run during the test, all parties may check that the gauge readings or recorded measurements are in agreement with the primary device. The interface vessel permits operation of the dead weight manometer with oil as required while providing for operation of the gauge or the transducer with a medium (oil) at constant temperature.

The two modes of operation, pressure measurement with the gauge or the transducer and calibration of the instruments with the dead weight manometer, are obtained by switching valves. For pressure measurement, valves A and C are open, valves B, D, E and F are closed. For instrument calibration, valves A, C and D are closed and E is open, valve F and sight glass are only used for checking the point of zero gauge pressure. Valve D can be used to either release any trapped air from the interface vessel or fill the vessel and pressure line with oil from a portable tank and valve B to either relieve pressure in the vessel or adjust the interface level to the reference elevation.

If:

p_T is the test pressure,

p_L is a pressure just below expected test pressure,

p_H is a pressure just above expected test pressure,

therefore: $p_L < p_T < p_H$.

The procedure to be followed is:

- 1) Pre-calibrate the gauge/transducer immediately before the test run. This calibration does not need to include the point of zero gauge pressure, or to cover the full instrument range; it must, however, include pressure p_L and pressure p_H . The applied weights and respective gauge readings are recorded, but the gauge/transducer is not adjusted.
- 2) Measure the test pressure p_T recorded in the usual way.
- 3) Post-calibrate the gauge/transducer. This is a repeat of the procedure of step 1 immediately following the measurements.

If the elapsed time between consecutive runs is short, step 3 of the previous run can be considered to be step 1 of the next run.

The true test pressure is determined by linear interpolation between the average values of p_L and p_H obtained in steps 1 and 3.

Should the differences between the averages obtained in step 3 and the ones in step 1 exceed acceptable limits (see 11.6), the causes of such differences shall be determined and eliminated, and the run repeated.

The estimated uncertainty of this method is of the same order as for the primary instrument.

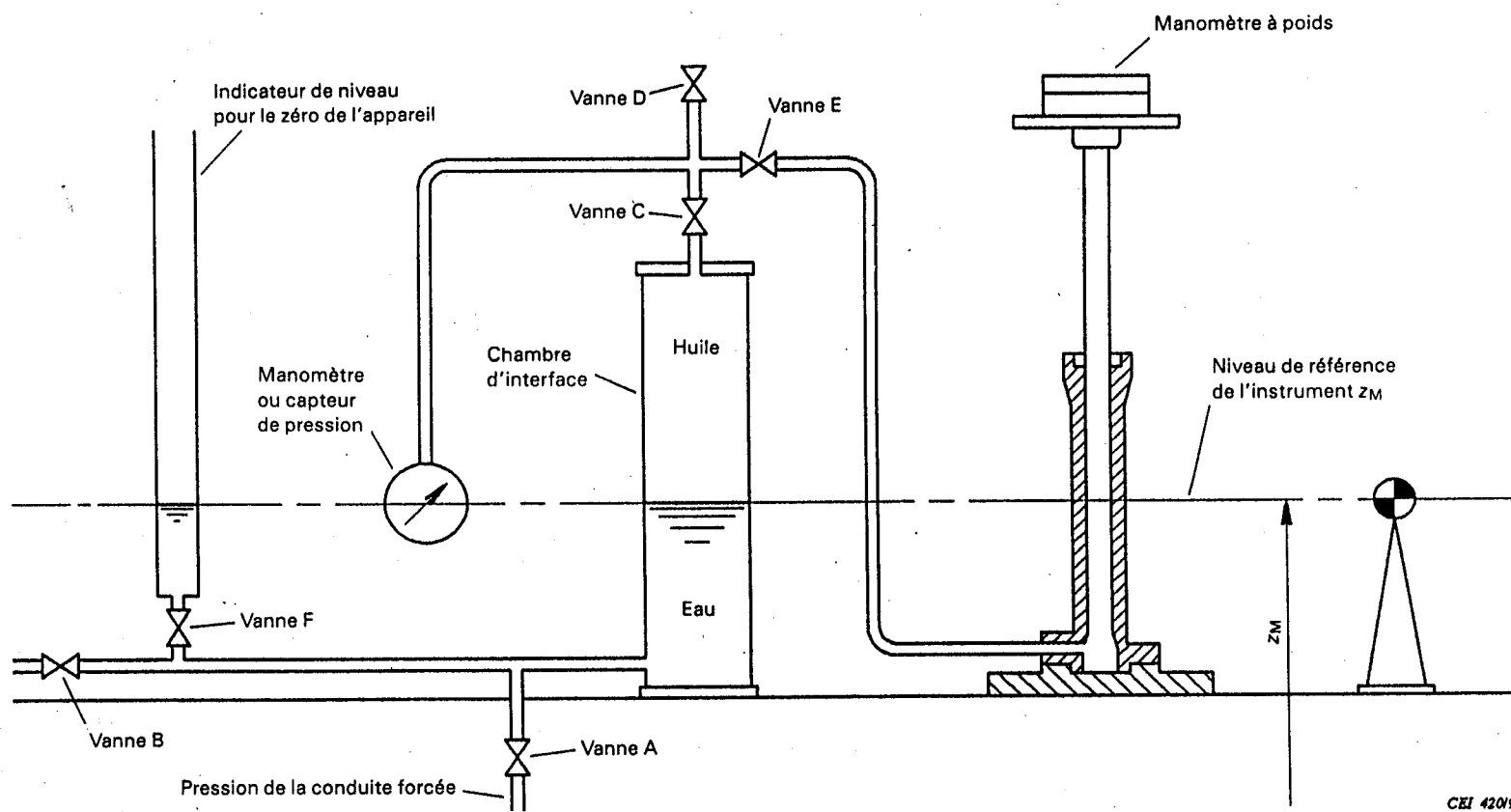


Figure 47 – Etalonnage en continu d'un manomètre à ressort ou d'un capteur de pression

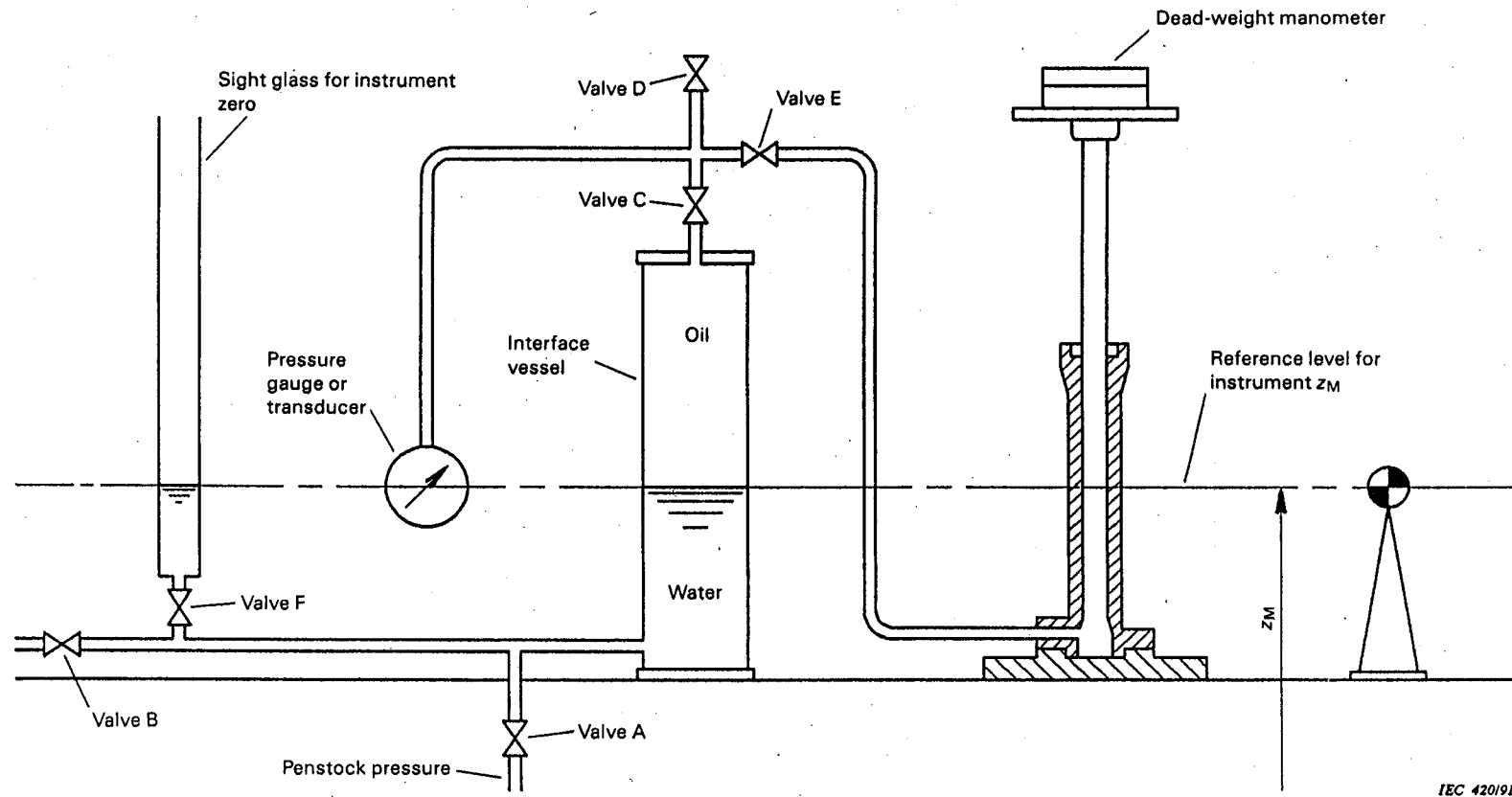


Figure 47 – Running calibration of spring pressure gauge or pressure transducer

11.4.8 Mesurage de vide

11.4.8.1 Généralités

Dans les essais sur machines hydrauliques, des mesures de vide sont rarement nécessaires. De telles mesures peuvent, par exemple, être nécessaires sur une installation qui ne comporterait pas d'aspirateur au sens propre du mot.

11.4.8.2 Raccordement des appareils pour les mesures de vide

La tuyauterie de raccordement doit être complètement pleine d'eau ou, si on utilise de l'air, être transparente pour permettre l'observation du niveau d'eau, s'il existe. De tels tuyaux, quand ils sont remplis d'eau, doivent être purgés soigneusement et fréquemment entre les mesures, afin d'éliminer les dégagements d'air dissous, ou l'air entrant par la prise de pression, et pour maintenir l'eau dans la tuyauterie de mesure à la même température que dans la conduite. Toutes les connexions et conduites doivent être étanches à l'air. Des tuyaux flexibles ne peuvent être utilisés comme tuyaux de mesure que s'ils ne peuvent être écrasés par la pression atmosphérique.

11.5 Mesurage du niveau libre*

11.5.1 Généralités

S'il n'est pas possible de mesurer la pression dans une section fermée, en accord avec 11.4, du côté haute et/ou basse pression de la machine, une mesure de niveau libre est nécessaire (voir 11.2.5.3).

Des niveaux libres doivent également être mesurés dans le cas de mesures de débit au moyen de:

- moulinets en canaux découverts (voir 10.2);
- déversoirs (voir 10.6);
- méthode volumétrique (voir 10.8).

11.5.2 Choix des sections de mesurage du niveau libre

La section de mesure pour la détermination d'un niveau libre d'eau doit être choisie afin de satisfaire aux conditions suivantes:

- a) L'écoulement doit être calme et exempt de perturbations. Les sections où la vitesse d'écoulement est affectée par un coude ou par toute autre singularité doivent être évitées.
- b) L'aire utilisée pour déterminer la vitesse moyenne de l'eau doit être définie avec précision et être facilement mesurable.

11.5.3 Nombre des points de mesurage dans une section

La mesure du niveau libre doit être obtenue pour au moins deux points dans chaque section de mesure ou dans chaque pertuis d'une section de mesure ramifiée, et la moyenne des valeurs lues sera prise comme niveau libre de l'eau**.

*Voir aussi l'ISO 4373.

**Dans le cas d'une mesure par moulinets dans une section ramifiée, les moyennes des mesures dans chaque pertuis doivent être prises séparément, car l'aire de chaque section de passage est fonction du niveau libre.

11.4.8 *Vacuum measurements*

11.4.8.1 *General*

For tests carried out on hydraulic machines, vacuum measurements are rarely required. Such measurements may, for example, be required in installations without a characteristic draft tube.

11.4.8.2 *Gauge piping for vacuum measurements*

The gauge piping shall either be completely filled with water or, if air is used, shall be transparent to permit observation of the water level, if present. Such pipes, when filled with water, shall be flushed carefully and frequently between runs, to remove any air coming out of the solution or entering through the pressure tap and to maintain the water in the gauge piping at the same temperature as in the conduit. All piping and connections shall be airtight. Flexible pipes may be used as gauge pipes only if they cannot be collapsed by ambient pressure.

11.5 *Free water level measurements**

11.5.1 *General*

If it is not possible to measure the pressure in a closed section in agreement with 11.4 at the high and/or low pressure side of the machine, free water level measurement is necessary (see 11.2.5.3)

Free water levels have to be measured also in case of discharge measurements by:

- current-meters in open channels (see 10.2);
- weir (see 10.6);
- volumetric method (see 10.8).

11.5.2 *Choice of water level measuring sections*

The measuring section for the determination of a free water level shall be chosen to satisfy the following requirements:

- a) The flow shall be steady and free of disturbances. Sections where the flow velocity is influenced by an elbow or by other irregularities should be avoided.
- b) The area used to determine the mean water velocity shall be accurately defined and readily measurable.

11.5.3 *Number of measuring points in a measuring section*

Measurement of free water levels shall be obtained for at least two points in every measuring section or in each passage of a multiple passage measuring section and the average of the readings is to be taken as the free water level**.

*See also ISO 4373.

**In the case of current-meter measurements in multiple passages the average of the readings for each passage has to be taken separately as the area of each passage depends on the free water level.

11.5.4 Appareillage de mesure

Les niveaux libres sont généralement mesurés à partir d'un niveau de référence de l'appareil de mesure z_M .

Si la section de mesure n'est pas accessible, le niveau libre peut être mesuré au moyen d'un appareil de mesure de pression ou d'un manomètre à colonne liquide (voir 11.5.4.6).

11.5.4.1 Limnimètre à plaque

Un limnimètre à plaque, composé d'un disque métallique suspendu à un ruban métallique flexible, peut être utilisé pour déterminer le niveau dans la section de mesure par rapport au niveau de référence de l'appareil z_M (figure 48).

11.5.4.2 Limnimètre à pointe ou à crochet

Des limnimètres à pointe ou à crochet peuvent être utilisés pour déterminer le niveau d'une eau calme, par exemple dans des rainures de batardeaux, des puits de mesure ou des boîtes tranquillisatrices (figure 49).

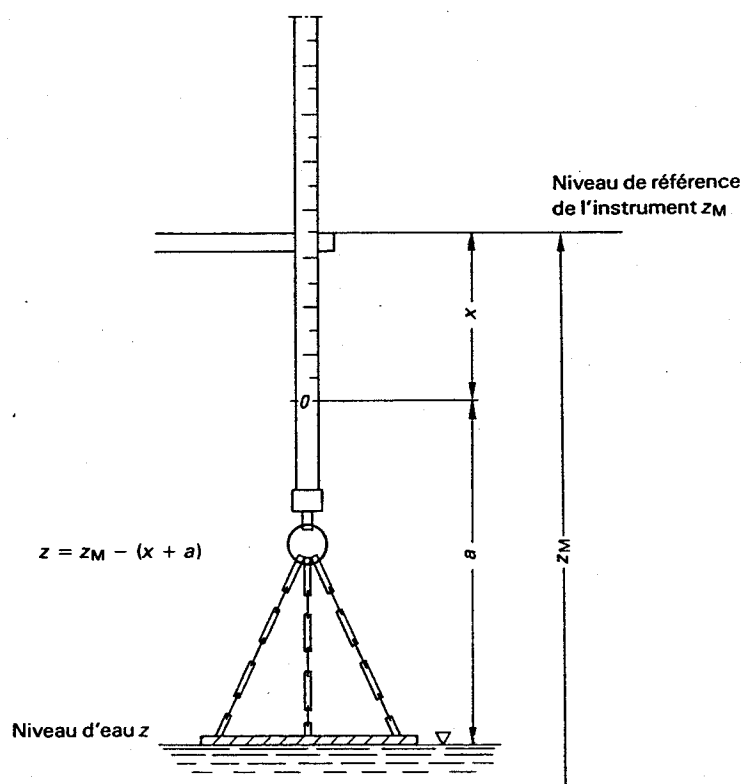


Figure 48 – Limnimètre à plaque

CEI 421/91

11.5.4 Measuring apparatus

Commonly, free water levels are measured from a reference level for the instrument z_M .

If the measuring section is inaccessible, the free water level can be measured by means of pressure measuring apparatuses or column manometers (see 11.5.4.6).

11.5.4.1 Plate gauge

A plate gauge, consisting of a metal disk suspended from a flexible steel tape, will be found convenient to determine the level in relation to the reference level for the instrument z_M , at the measuring section (Figure 48).

11.5.4.2 Point or hook gauge

Point or hook gauges may be used to determine the level of calm water, for example, inside stop-log grooves, measuring wells or stilling boxes (Figure 49).

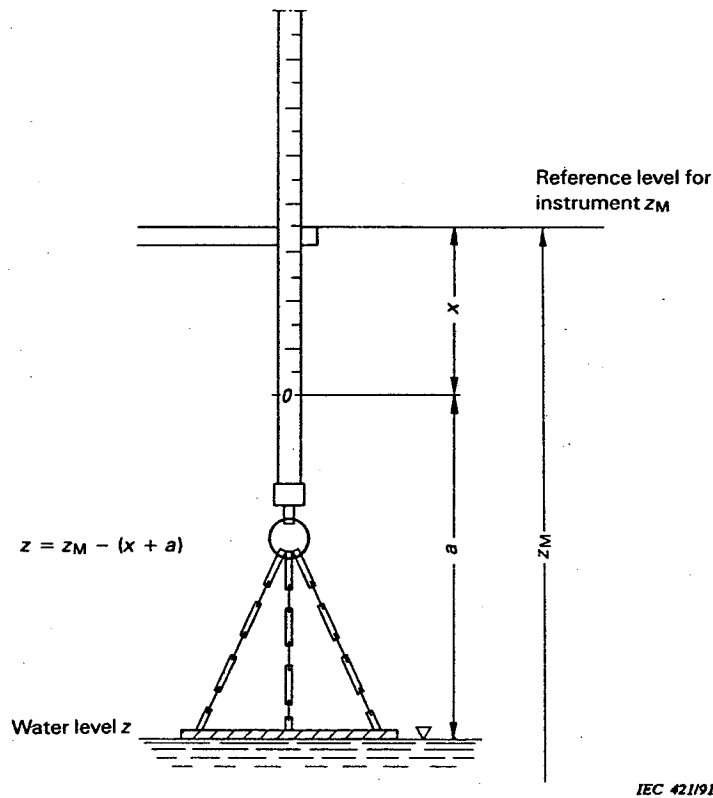


Figure 48 – Plate gauge

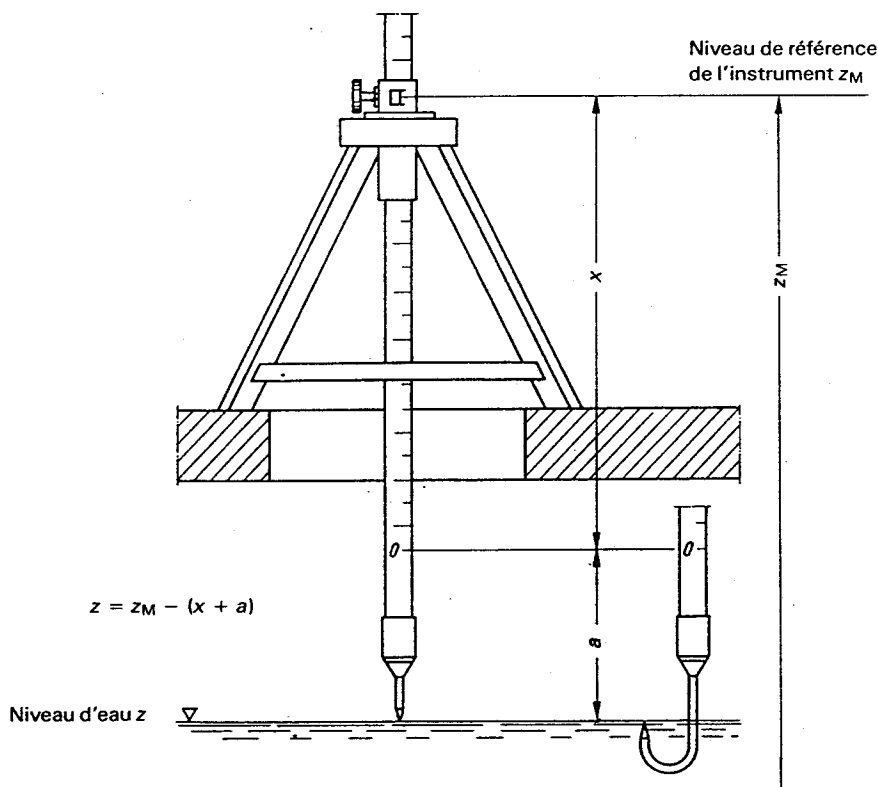


Figure 49 – Limnimètre à pointe ou à crochet

11.5.4.3 Limnimètre à flotteur

Un limnimètre à flotteur, correctement étalonné et en bon état de fonctionnement, peut être utilisé et est recommandé quand le niveau d'eau varie. Le flotteur doit avoir un diamètre minimal de 200 mm. L'appareil doit être sensible à un déplacement manuel de 5 mm au plus par rapport à sa position correcte (résolution de $\pm 0,005$ m).

Un diamètre de flotteur de 200 mm est considéré comme correct dans une boîte de tranquillisation de 250 mm de côté, ce qui est souvent la plus grande dimension possible pour l'installation dans des rainures de batardeaux.

11.5.4.4 Echelle limnimétrique

Une échelle limnimétrique, installée à ras de la paroi de la section de mesure, peut être utilisée quand une résolution de $\pm 0,01$ m est suffisante.

11.5.4.5 Capteurs de pression immergés

Pour déterminer le niveau d'eau dans des puits de mesure, des capteurs de pression immergés peuvent être utilisés. L'indication du capteur doit être vérifiée en eau morte.

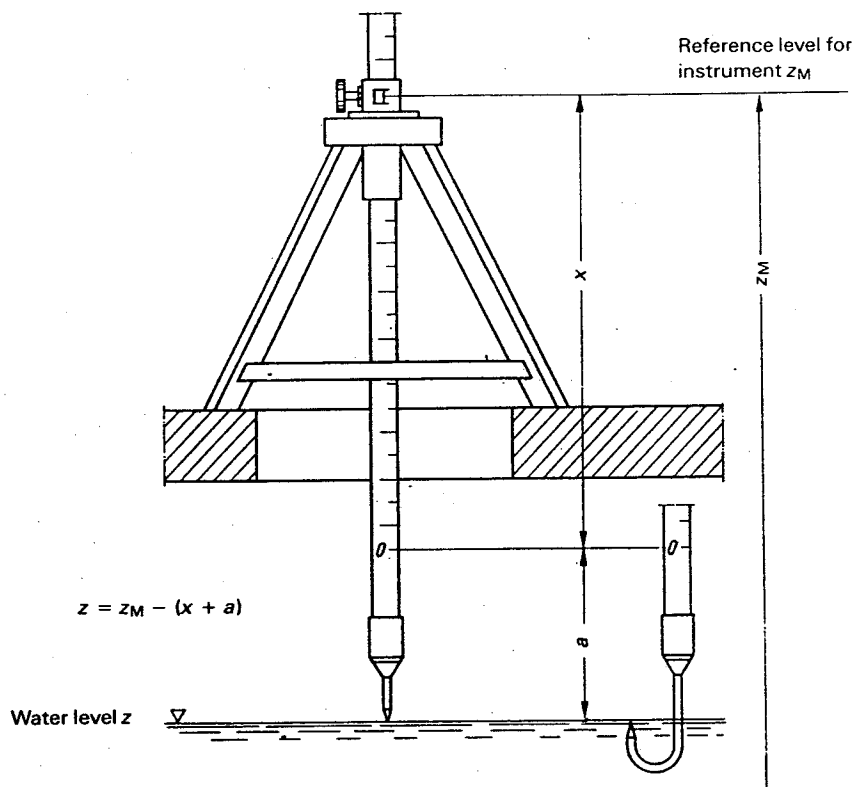


Figure 49 – Point and hook gauges

11.5.4.3 Float gauge

Float gauges, properly calibrated and in good working order, may be used and recommended where the water level is variable. The float diameter should be at least 200 mm. Such gauges should be sensitive within 5 mm when manually displaced from the true reading (resolution of $\pm 0,005$ m).

A float diameter of 200 mm is considered adequate for use with stilling boxes 250 mm square which often is the largest size suitable for installation in stop-log grooves.

11.5.4.4 Staff gauge

Fixed staff gauges, installed flush with the wall of the measuring section may be used where a resolution of $\pm 0,01$ m is sufficient.

11.5.4.5 Immersible pressure transducers

To determine the water level in measuring wells immersible transducers can be used. The transducer indication has to be checked when no water is flowing.

11.5.4.6 Manomètres à colonne liquide

Si des sections de mesure sont inaccessibles, le niveau libre peut être déterminé au moyen d'au moins deux manomètres à colonne liquide. On peut utiliser le même appareil que celui décrit en 11.4.6.1 (voir aussi la figure 44).

Pour évaluer le niveau d'eau à partir de la mesure de pression, un simple tube vertical peut être utilisé dans certains cas (voir figure 50).

Les prises de pression seront réalisées comme spécifié en 11.4.3.

Dans le cas d'eaux chargées ou d'eau contenant beaucoup d'air en suspension, des précautions spéciales doivent être prises. Il est recommandé d'appliquer la technique du bulle à bulle comme décrite dans l'ISO 4373 (voir aussi figure 51).

Dans le cas d'un tube en U inversé, la seconde branche du tube en U est raccordée à une chambre de référence, dans laquelle l'eau est maintenue à un niveau fixe. Si le niveau libre à mesurer est au-dessus du manomètre, la partie supérieure du tube en U doit être dénoyée au moyen d'air comprimé (figure 44d). Si, par contre, le niveau libre à mesurer est au-dessous du manomètre, les niveaux dans les deux branches du tube en U doivent être élevés par aspiration d'air. Les tuyaux de raccordement au manomètre doivent pouvoir être purgés aisément, afin de supprimer les poches d'air et de maintenir la même température d'eau dans tout le système. Ils doivent être suffisamment étanches pour éviter les entrées d'air dans les sections en dépression. La masse volumique de l'air dans la colonne à basse pression est en général négligeable par rapport à celle de la colonne liquide.

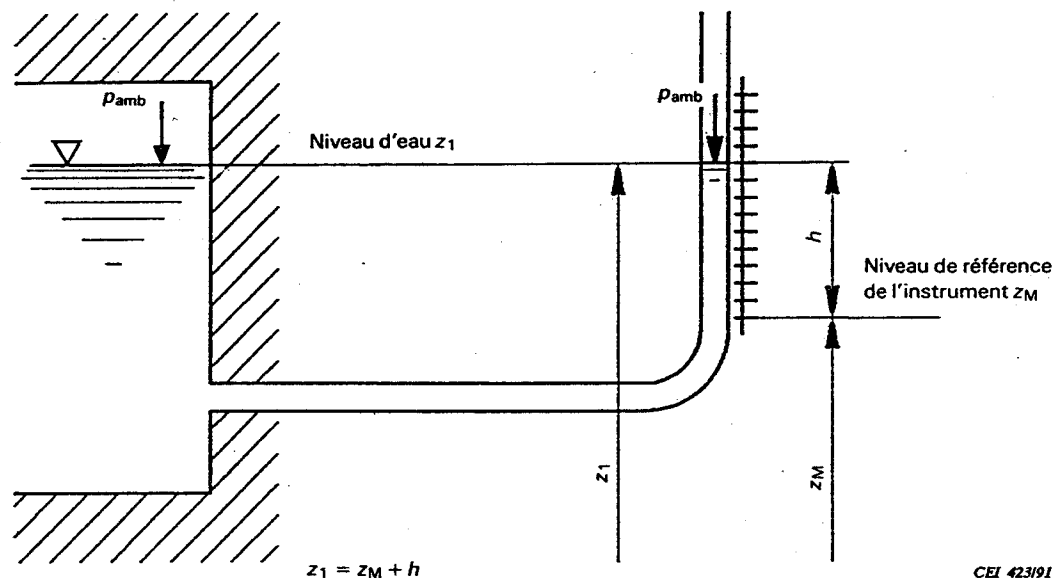


Figure 50 – Mesure par colonne d'eau

11.5.4.6 Liquid column manometers

If measuring sections are inaccessible, the free water level may be determined by means of two or more liquid column manometers. The same instruments can be used as described in 11.4.6.1 (see also Figure 44).

For the evaluation of the water level from pressure measurement, a simple stand pipe can be used in some cases (see Figure 50).

The pressure taps shall be constructed as described in 11.4.3.

In the case of dirty water or water with a high content of undissolved air special precautions should be taken. It is recommended to apply the gas purge (bubbler) technique as described in ISO 4373 (see also Figure 51).

In the case of an inverted U-tube the second leg of the U-tube is connected to a reference vessel in which water is maintained at a fixed level. If the free water level to be measured is above the manometer, the upper portion for the U-tube must be unwatered by means of compressed air (Figure 44d). If, however, the free water level to be measured is below the manometer, the levels in the two U-tube legs must be raised by suction. The connecting tubes to the manometer must allow for ready purging to remove any air pockets and to maintain the same water temperature throughout the system. They must be sufficiently air-tight to avoid leakage of air into sections below atmospheric pressure. The density of the air in the unbalanced air column usually is negligible compared to the density of the liquid column.

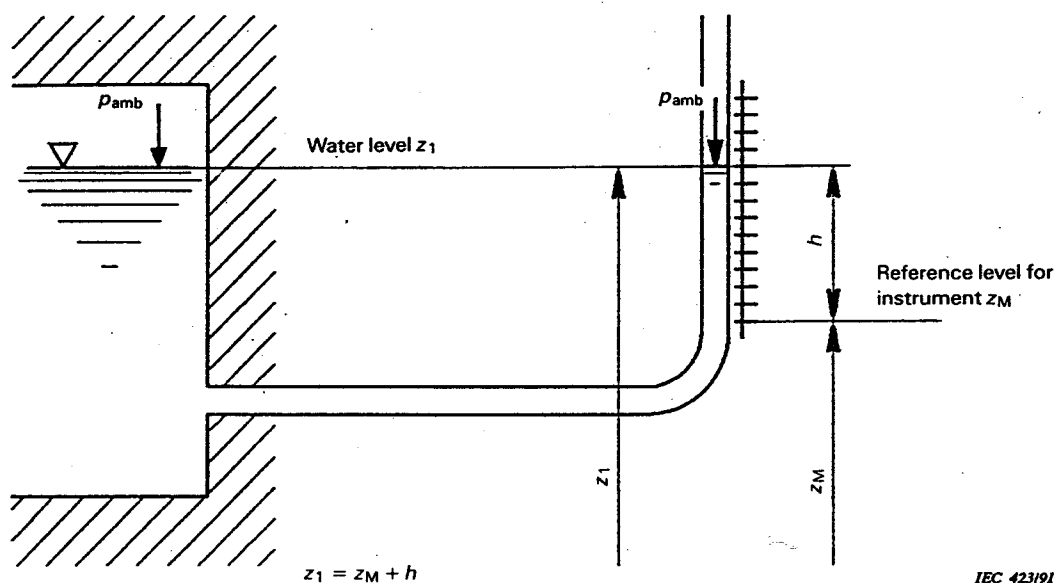
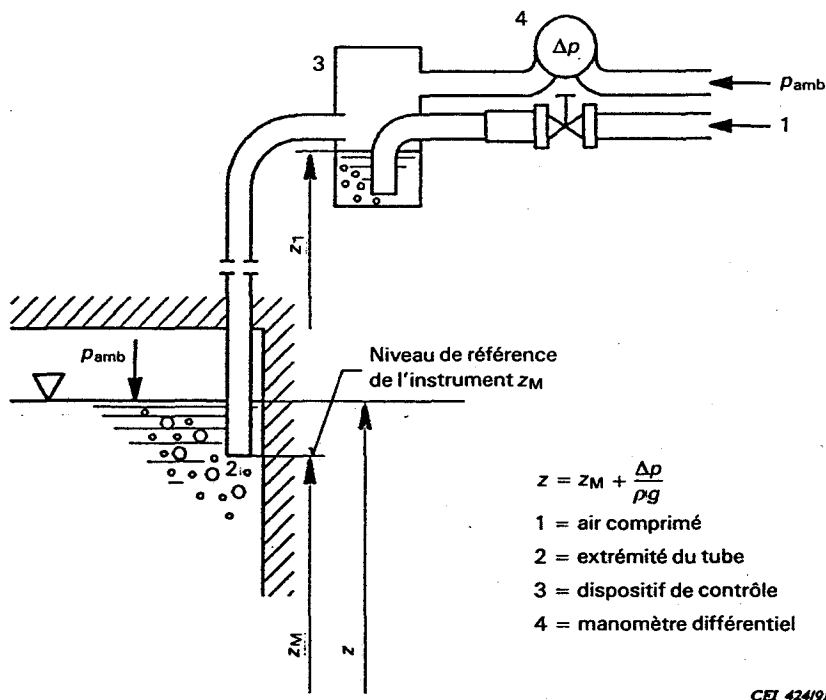


Figure 50 – Stand pipe measurement

IEC 423/91

11.5.4.7 Mesures au moyen d'air comprimé (technique du bulle à bulle)

Le niveau libre de l'eau peut être déterminé au moyen de la pression dans un tube rempli d'air comprimé. Une extrémité de ce tube est raccordée à un petit compresseur ou à un réservoir sous pression à travers une vanne de détente, et l'autre extrémité (ouverte) est placée à une cote connue, qui peut être prise comme niveau de référence z_M de l'appareil (voir figure 51), au-dessous du niveau à mesurer. Comme la perte de charge dans le tube d'air introduit une erreur, cette perte doit être minimale (< 50 Pa). C'est pourquoi il convient que la section du tube soit grande, que le tube soit aussi court que possible et que le débit d'air qui traverse le tube et s'échappe sous forme de bulles soit aussi réduit que possible. Le tube d'air ne doit en principe être utilisé qu'en eau morte, car autrement des effets dynamiques pourraient entraîner des erreurs appréciables.



Note. — Il peut être nécessaire de prendre en compte la masse volumique de l'air dans le tube quand Δp et $z_1 - z$ sont grands.

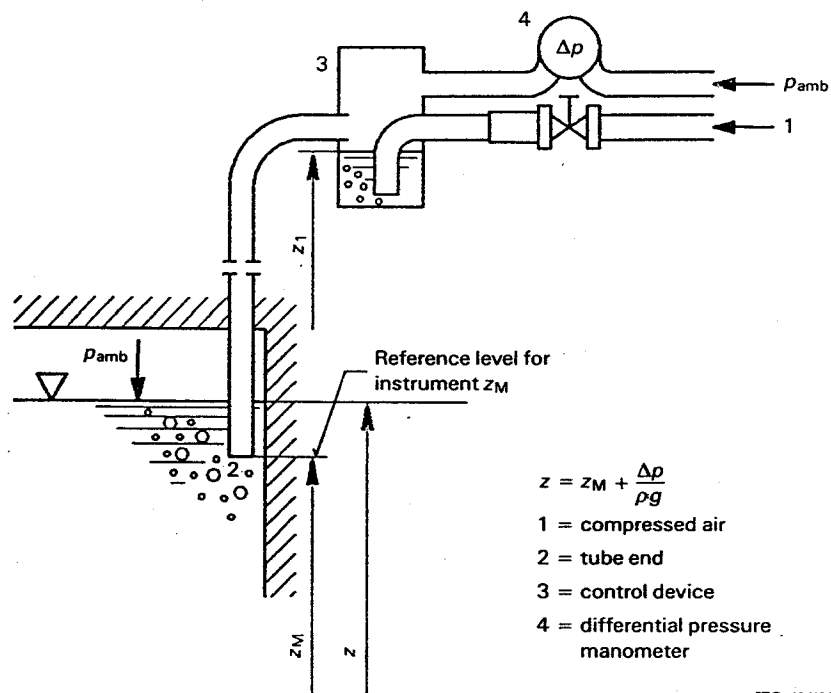
Figure 51 – Exemple de mesure au moyen d'air comprimé (technique du bulle à bulle)

11.5.4.8 Puits de mesure et chambres de tranquillisation

Si la surface libre de l'eau est inaccessible, ou insuffisamment calme, des puits de mesure d'environ $0,1 \text{ m}^2$ de section, permettant des mesures aisées et précises, doivent être aménagés. Tous les raccords doivent être normaux à la paroi de la section de mesure et être de préférence recouverts par des plaques lisses perforées (trous de 5 mm à 10 mm de diamètre). De telles plaques doivent être à ras de la paroi de la section de mesure afin d'éliminer toutes perturbations locales (figure 52). Le raccordement entre la section de mesure et le puits devra avoir une section de passage d'au moins $0,01 \text{ m}^2$. La section totale des perforations devra être de l'ordre de 25 % de la section de passage. Il est recommandé d'installer sur chaque section de mesure au moins deux puits de mesure, de part et d'autre du canal.

11.5.4.7 Measurements by means of compressed air (gas purge technique)

The free water level may be determined by means of the pressure inside a tube filled with compressed air. One end of this tube is connected to a small compressor or pressure chamber through a reducing valve and the other (open) end is located below the water surface to be measured at a known elevation (which can be taken as reference level for instrument z_M , see Figure 51). As the pressure loss in the tube supplying air falsifies the measurements, this loss must be kept to a minimum (< 50 Pa). For this reason, the cross-sectional area of the tube should be large, the tube should be as short as possible and the air volume which flows through the tube and escapes in the form of bubbles under water should be as small as possible. The air tube should be used only in still water, otherwise dynamic effects are liable to cause appreciable errors.



IEC 424/91

Note. — It may be necessary to take into account the air density in the tube whenever Δp and $z_1 - z$ are large.

Figure 51 – Example for measurement by means of compressed air (gas purge “bubbler” technique)

11.5.4.8 Measuring wells and stilling boxes

If the free water surface is not accessible or not sufficiently calm, measuring wells with an area of about $0,1 \text{ m}^2$ which permit accurate and convenient measurements shall be provided. All connections shall be normal to the wall of the measuring section and should preferably be covered with smooth perforated plates (perforations of 5 mm to 10 mm diameter). Such coverplates must be flush with the wall of the measuring section to eliminate any local disturbances (Figure 52). The connection between the measuring section and well should have a passage area of at least $0,01 \text{ m}^2$. The total area of perforation should be in the order of 25 % of the passage area. It is recommended that at least two measuring wells be provided at each measuring section on opposite sides of the canal.

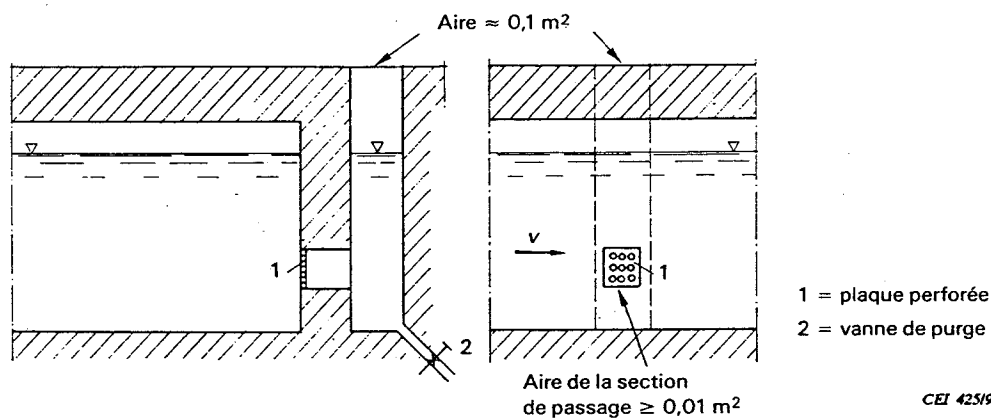


Figure 52 – Puits de mesure

11.5.4.9 Autres méthodes

D'autres méthodes peuvent être utilisées, par exemple des appareils à ultrasons, pour autant qu'elles permettent d'obtenir l'exactitude requise, voir 11.6.

11.6 Incertitude de mesure

11.6.1 Mesures de pression*

Incertitudes systématiques absolues (niveau de confiance 95 %):

- Manomètres à colonne liquide

mercure/eau	± 100	à	± 500 Pa
air/eau	± 10	à	± 50 Pa
- Manomètres à poids

	$\pm (1 \text{ à } 3) \times 10^{-3} p$	Pa
- Manomètres à ressort

	$\pm (3 \text{ à } 10) \times 10^{-3} p_{\max}^{**}$	Pa
- Capteurs de pression

	$\pm (2 \text{ à } 6) \times 10^{-3} p_{\max}^{**}$	Pa

11.6.2 Mesures de niveau libre***

Incertitudes systématiques absolues (niveau de confiance 95 %):

Pour de l'eau calme, avec $v \leq 1,5$ m/s:

- Limnimètres à plaque, échelles

limnimétriques	$\pm 0,01$	à	$\pm 0,04$ m
- Limnimètres à flotteur

	$\pm 0,005$	à	$\pm 0,015$ m
- Limnimètres à pointe ou à crochet

	$\pm 0,002$	à	$\pm 0,01$ m
- Technique du bulle à bulle

	$\pm 0,005$	à	$\pm 0,015$ m
- Capteurs de pression immergés

	$\pm (2 \text{ à } 6) \times 10^{-3} Z_{\max}^{**}$	m

Dans le cas d'un écoulement très turbulent avec $v > 1,5$ m/s, par exemple près de la sortie d'un aspirateur de turbine, ces incertitudes peuvent être considérablement supérieures.

*Ces valeurs concernent les turbines. Il convient de noter que les fluctuations de pression au refoulement d'une pompe peuvent être importantes et plus ou moins asymétriques, de telle manière que si elles ne sont pas correctement amorties (voir 11.4.5), les incertitudes peuvent être accrues.

** $Z_{\max}$ et $p_{\max}$ sont les indications de l'appareil à pleine échelle.

*** Sauf pour les déversoirs.

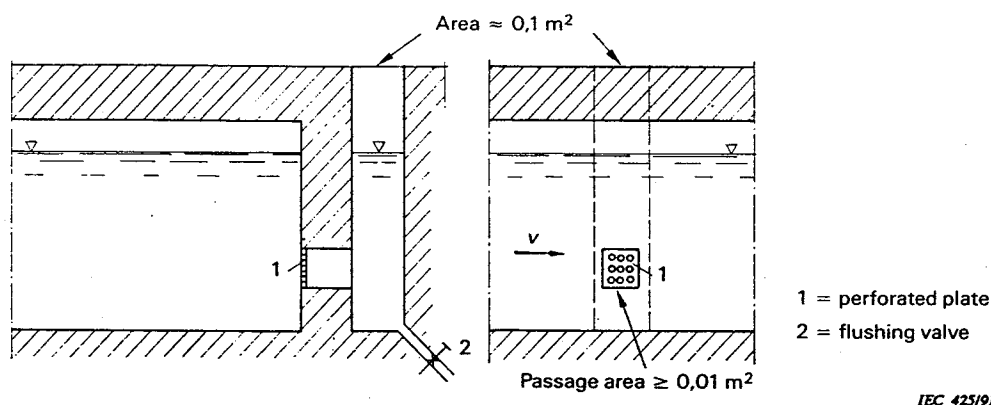


Figure 52 – Measuring well

11.5.4.9 Other methods

Other measuring methods may be used, for example, ultrasonic devices, as long as they meet the required accuracy, see 11.6.

11.6 Uncertainty of measurements

11.6.1 Pressure measurements*

Absolute systematic uncertainties (at 95 % confidence level):

- Liquid column manometers

mercury/water	± 100	to	± 500 Pa
water/air	± 10	to	± 50 Pa
- Dead weight manometers $\pm (1 \text{ to } 3) \times 10^{-3} p$ Pa
- Spring pressure gauges $\pm (3 \text{ to } 10) \times 10^{-3} p_{\max}^{**}$ Pa
- Pressure transducers $\pm (2 \text{ to } 6) \times 10^{-3} p_{\max}^{**}$ Pa

11.6.2 Free water level measurements***

Absolute systematic uncertainties (at 95 % confidence level):

In the case of calm water conditions and $v \leq 1,5$ m/s:

- Plate gauges, fixed scales $\pm 0,01$ to $\pm 0,04$ m
- Float gauges $\pm 0,005$ to $\pm 0,015$ m
- Point or hook gauges $\pm 0,002$ to $\pm 0,01$ m
- Bubbler with compressed air $\pm 0,005$ to $\pm 0,015$ m
- Immersible pressure transducers $\pm (2 \text{ to } 6) \times 10^{-3} Z_{\max}^{**}$ m

In the case of very turbulent flow and $v > 1,5$ m/s, for example near the outlet of a turbine draft tube, the uncertainties may be considerably higher.

*These values are for turbines. It should be noted that pressure fluctuations at a pump outlet can be important and more or less asymmetrical, so that when they are not correctly damped (see 11.4.5), the uncertainties may be increased.

** $Z_{\max}$ and $p_{\max}$ are full scale readings of the instrument.

*** Not for weir measurements.

11.6.3 Détermination de l'énergie hydraulique massique

Pour l'incertitude systématique relative f_E voir l'annexe A.

12. Puissance

12.1 Méthode indirecte de mesurage de la puissance

Le choix d'appareils pour la mesure de la puissance électrique est plus ou moins lié à la méthode de mesure utilisée pour les autres grandeurs, et surtout pour la mesure du débit.

Des appareils électriques intégrateurs (wattheuremètres et compteurs) sont plus indiqués quand le débit est lui-même mesuré par une méthode intégratrice.

L'intégration simultanée de la puissance et du débit supprime les effets des variations de débit et de puissance qui peuvent se produire durant la période d'intégration. Cependant, outre les mesures par intégration, des lectures instantanées devront être effectuées afin de contrôler les variations possibles, mais on peut s'attendre à une plus grande erreur dans ces lectures instantanées.

Quand la méthode pression/temps est employée pour la mesure du débit, la puissance doit être enregistrée avant, et jusqu'au début de la mesure (voir 5.1.2).

Quand il est nécessaire d'utiliser des transformateurs installés de manière permanente, il y a lieu que ces derniers soient étalonnés avant leur installation, pour les conditions de fonctionnement attendues pendant la période d'essai (charge sur le secondaire due aux instruments de mesure supplémentaires, facteur de puissance, etc.). Il convient que leurs caractéristiques réelles soient également mesurées, de manière que toute anomalie puisse être détectée au moment de l'essai.

Afin de simplifier l'essai et d'éliminer toutes les sources d'erreur, tous les appareils auxiliaires entraînés directement par la machine devront, dans la mesure du possible, être désaccouplés pendant la durée de l'essai.

Comme le débit, l'énergie hydraulique massique et la puissance sont des fonctions de la vitesse de rotation (voir 6.1.2), la vitesse doit être mesurée durant l'essai de réception avec la précision requise (voir article 13).

La mesure de la puissance électrique doit être effectuée, si possible, aux bornes de la machine électrique. Si cela ne peut être fait, il est nécessaire de corriger la puissance mesurée afin de tenir compte des pertes entre les bornes et la section de mesure (voir aussi 12.1.2.1.2).

Le facteur de puissance sera égal à 1, si possible (c'est-à-dire $\cos \varphi = 1$).

Dans les paragraphes suivants, les méthodes de mesure de toutes les composantes de la puissance mécanique (voir 2.2.8.3) seront illustrées. Pour les mesures de puissance électrique, seuls des wattmètres ou des appareils statiques de mesure de puissance (ou capteurs de puissance) sont pris en ligne de compte; mais ils peuvent être remplacés par des wattheuremètres ou par des appareils statiques de mesure de l'énergie (capteurs d'énergie).

Avec un système d'acquisition des données, il est commode d'utiliser des appareils électroniques de mesure de la puissance, du courant, de la tension et du déphasage.

11.6.3 Determination of the specific hydraulic energy

For the relative systematic uncertainty f_E see Appendix A.

12. Power

12.1 Indirect method of power measurement

The choice of instruments for measuring electrical power is more or less linked to the measuring method used for the other quantities, especially for discharge measurement.

Integrating electrical instruments (wathourmeters and counters) are more suitable in those cases where integrating discharge measurements are made.

Power integration conducted during the period over which discharge is measured cancels the effect of variations in the discharge and power that may occur within this period. However, beside integration measurement, instantaneous readings should be taken to monitor the amount of the possible variations but a higher uncertainty may be expected in these instantaneous readings.

When the pressure/time method is used for measuring the discharge, the power shall be registered before, and up to, the beginning of the measurement (see 5.1.2).

When it is necessary to use permanently installed transformers, they should be calibrated before installation for the conditions to be encountered during the test period (load on the secondary due to extra measuring instruments, power factor, etc.). Their actual characteristics should also be measured so that any abnormality may be detected at the time of the test.

In order to simplify the test and to eliminate every source of error, any auxiliaries directly driven by the machine should, whenever possible, be disengaged during the course of the test.

As discharge, specific hydraulic energy and power are functions of the rotational speed (see 6.1.2), during the acceptance test the speed shall be measured with the required accuracy (see Clause 13).

Measurement of electrical power should be made at the terminals of the electrical machine if at all possible. If this cannot be done, the measured power must be corrected for losses occurring between the terminals and the measuring section (see also 12.1.2.1.2).

The power factor shall be unity if possible (i.e. $\cos \varphi = 1$).

In the following sub-clauses the methods for measuring all the components of the mechanical power (see 2.2.8.3) will be illustrated. For the electrical power measurement, only wattmeters or static power meters (or power transducers) are considered, but they may be replaced by wathourmeters or static energy meters (or energy transducers).

Electronic meters for power, current, voltage and phase angle are suitable for use with a data acquisition system.

12.1.1 Puissance électrique P_a

12.1.1.1 Méthodes de mesure

Les paragraphes suivants décrivent les méthodes de mesure pour des systèmes mono- et triphasés. Dans ce dernier cas, les méthodes des deux et des trois wattmètres sont décrites.

La méthode des trois wattmètres est légèrement meilleure que celle des deux wattmètres. La différence qui en résulte sur l'incertitude globale de la mesure du rendement de la turbine ou de la pompe est cependant négligeable. La méthode des deux wattmètres est donc utilisée dans la plupart des cas, car elle nécessite moins d'équipements.

Pour des facteurs de puissance ($\cos \varphi$) inférieurs à 0,85 en arrière, le rapport P_1/P_2 des puissances mesurées par chaque appareil dans la méthode des deux wattmètres est inférieur à 0,5. Dans ce cas, on préférera la méthode des trois wattmètres. Dans le cas d'une machine électrique avec neutre sorti, on doit utiliser la méthode des trois wattmètres; la méthode des deux wattmètres peut être utilisée s'il est possible de vérifier l'absence de courant au neutre.

12.1.1.1.1 Systèmes monophasés

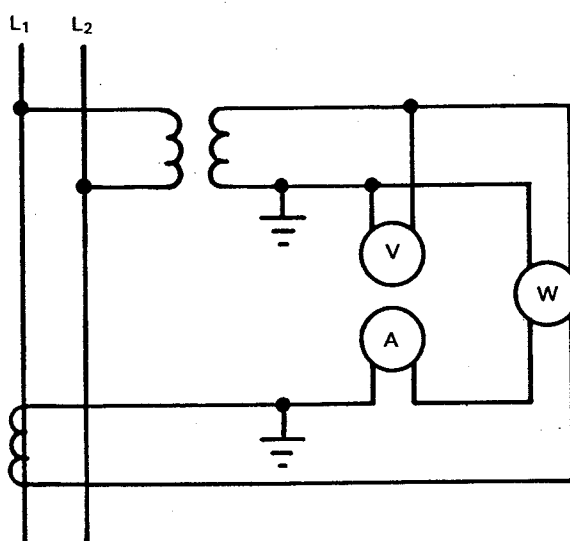
Dans la figure 53, un diagramme est indiqué pour les systèmes monophasés:

$$P_{ap} = P_{as} \cdot k_u \cdot k_i (1 + \varepsilon) \quad (1)$$

$$P_{as} = U_s \cdot I_s \cdot \cos \varphi_s \quad (2)$$

où:

P_{ap}	est la puissance primaire à mesurer
P_{as}	est la puissance secondaire (valeur mesurée)
k_u et k_i	sont les rapports nominaux de transformation de la tension et du courant
ε	est la valeur relative de la correction due au système de mesure, établie par étalonnage
U_s	est la tension secondaire
I_s	est le courant secondaire
φ_s	est le déphasage du secondaire ($\cos \varphi_s = \frac{P_{as}}{U_s I_s}$)



CEI 426/91

Figure 53 – Système monophasé

12.1.1 Electrical power P_a

12.1.1.1 Methods of measurement

The following sub-clauses describe the methods of measurement for single-phase and three-phase systems. In the latter case two- and three-wattmeter methods are described.

The three-wattmeter method is slightly better than the two-wattmeter method. In relation to the improvement of the resulting uncertainty of turbine or pump efficiency the difference is however negligible. The two-wattmeter method therefore is used in most cases because it requires less equipment.

At power factors ($\cos \varphi$) less than 0,85 lagging, the ratio P_1/P_2 of the power measured by each instrument using the two-wattmeter method is less than 0,5. In such cases, the three-wattmeter method is preferred. In the case of an electrical machine with a neutral line, the three-wattmeter method has to be used; the two-wattmeter method can be used, if the absence of current in the neutral line can be verified.

12.1.1.1.1 Single-phase system

In Figure 53 a diagram is indicated for a single-phase system:

$$P_{ap} = P_{as} \cdot k_u \cdot k_i (1 + \epsilon) \quad (1)$$

$$P_{as} = U_s \cdot I_s \cdot \cos \varphi_s \quad (2)$$

where:

P_{ap} is the primary power whose measurement is required

P_{as} is the secondary power (measured value)

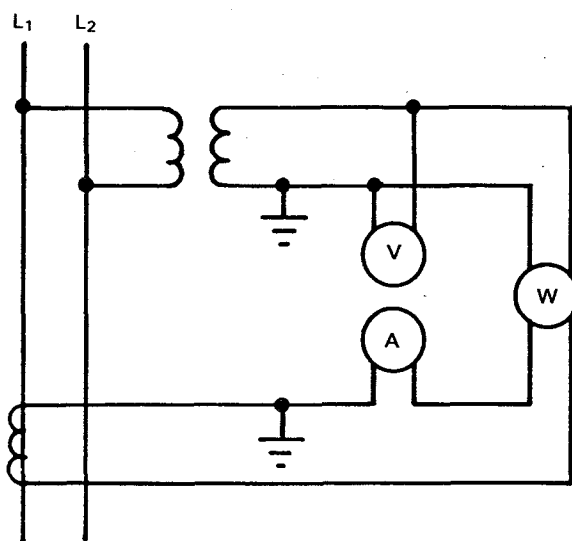
k_u and k_i are the rated transformation ratio of voltage and current transformers

ϵ is the relative value of the correction for the measuring system established by calibrations

U_s is the secondary voltage

I_s is the secondary current

φ_s is the phase difference between secondary vectors ($\cos \varphi_s = \frac{P_{as}}{U_s I_s}$)



IEC 426/91

Figure 53 – Single-phase system

La valeur relative ε de la correction est donnée par la formule suivante (voir annexe G):

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \varepsilon_u + \varepsilon_i - \delta \cdot \tan \varphi_s \quad (3)$$

où:

ε_w	est la valeur relative de la correction due au wattmètre ou au capteur
ε_u	est la valeur relative de la correction sur le rapport de transformation de tension, comprenant la correction due aux câbles de raccordement des bornes du transformateur aux appareils de mesure
ε_i	est la valeur relative de la correction sur le rapport de transformation de courant
$\delta = \delta_i - \delta_u$	est la différence de déphasage du transformateur de courant et du transformateur de tension, en radians
δ_i	est le déphasage du transformateur de courant, en radians
δ_u	est le déphasage du transformateur de tension, comprenant la correction due aux câbles de raccordement des bornes du transformateur aux appareils de mesure, en radians

12.1.1.1.2 Système triphasé: deux appareils ou un appareil à élément double (méthode des deux wattmètres)

A1) Conditions équilibrées – Deux transformateurs de tension

La figure 54 montre le diagramme de mesure avec deux appareils monophasés ou avec un appareil à élément double et deux transformateurs de tension. Sous une charge équilibrée, ce qui est le cas général, la puissance du côté primaire est:

$$P_{ap} = P_{as(2w)} \cdot k_u \cdot k_i (1 + \varepsilon) \quad (4)$$

où:

$$P_{as(2w)} = P_{as1} + P_{as2} = \sqrt{3} \cdot U_s I_s \cos \varphi_s$$

ci:

$$P_{as1} = U_s I_s \cos(\varphi_s + \pi/6), \text{ transformateurs qui mesurent } U_{12} \text{ et } I_1$$

$$P_{as2} = U_s I_s \cos(\varphi_s - \pi/6), \text{ transformateurs qui mesurent } U_{23} \text{ et } I_3$$

$$U_{12s} = U_{23s} = U_s = \text{tension au secondaire}$$

$$I_{1s} = I_{3s} = I_s = \text{courant au secondaire}$$

$$\cos \varphi_s = \frac{P_{as(2w)}}{\sqrt{3} \cdot U_s \cdot I_s}$$

The relative value ε of the correction is given by the following formula (see Appendix G):

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \varepsilon_u + \varepsilon_i - \delta \cdot \tan \varphi_s \quad (3)$$

where:

ε_w	is the relative value of the correction for the wattmeter or for the transducer
ε_u	is the relative value of the correction for the voltage transformer ratio including the correction due to the connection cables from transformer terminals to the measuring instruments
ε_i	is the relative value of the correction for the current transformer ratio
$\delta = \delta_i - \delta_u$	is the difference between the phase displacement of the current transformer and voltage transformer, in radians
δ_i	is the phase displacement of the current transformer, in radians
δ_u	is the phase displacement of the voltage transformer, including the correction due to the connection cables from transformer terminals to the measuring instruments, in radians

12.1.1.1.2 Three-phase system: two instruments or one double element instrument (two-wattmeter method)

A1) Balanced conditions – Two voltage transformers

Figure 54 shows the measuring diagram with two single-phase instruments or with a double-element instrument and two voltage transformers. Under balanced conditions, which is substantially the normal case, the power on the primary side is:

$$P_{ap} = P_{as(2w)} \cdot k_u \cdot k_i (1 + \varepsilon) \quad (4)$$

where:

$$P_{as(2w)} = P_{as1} + P_{as2} = \sqrt{3} \cdot U_s I_s \cos \varphi_s$$

and:

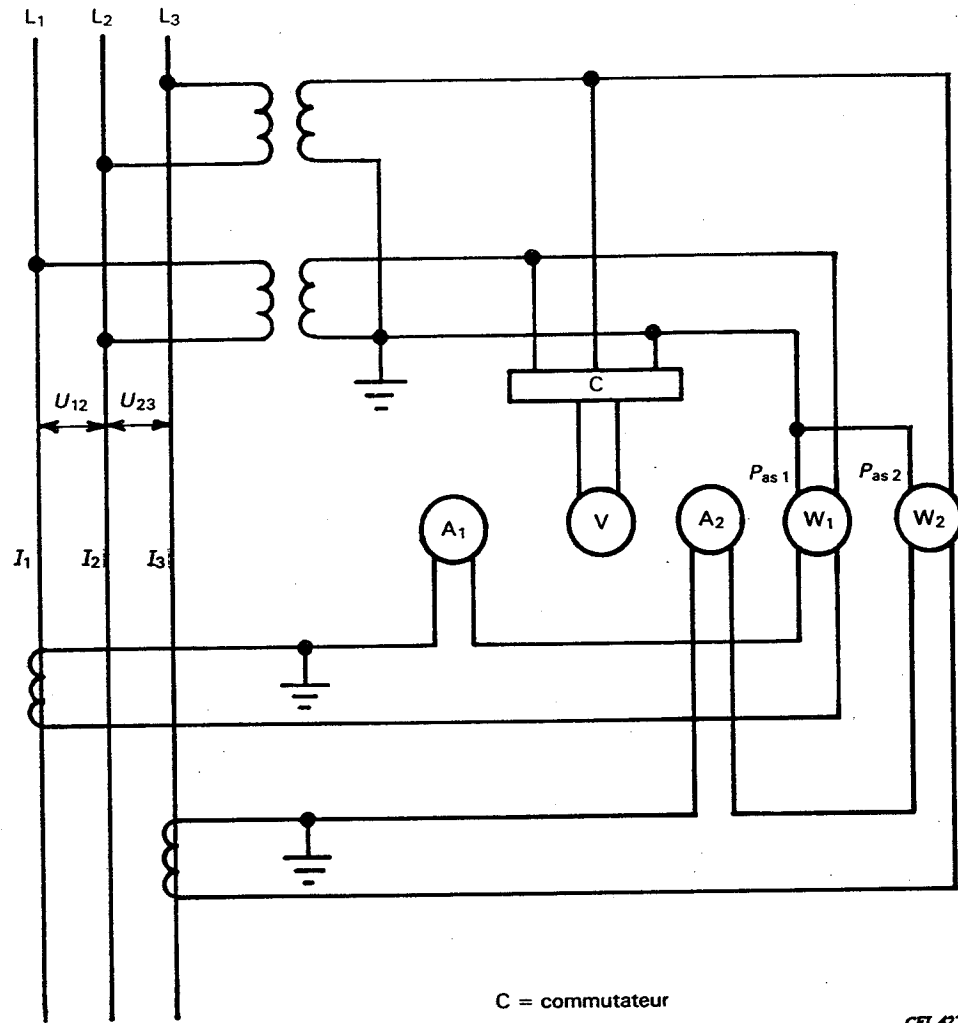
$$P_{as1} = U_s I_s \cos(\varphi_s + \pi/6), \text{ transformers measuring } U_{12} \text{ and } I_1$$

$$P_{as2} = U_s I_s \cos(\varphi_s - \pi/6), \text{ transformers measuring } U_{23} \text{ and } I_3$$

$$U_{12s} = U_{23s} = U_s = \text{secondary line voltage}$$

$$I_{1s} = I_{3s} = I_s = \text{secondary current}$$

$$\cos \varphi_s = \frac{P_{as(2w)}}{\sqrt{3} \cdot U_s \cdot I_s}$$



CEI 42791

Figure 54 – Système triphasé: méthode des deux wattmètres (deux transformateurs de tension)

Suivant les mêmes considérations qu'à l'annexe G, la valeur relative de la correction pour chaque système de mesure, établie par étalonnage, est donnée par:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_{1w} + \varepsilon_{1u} + \varepsilon_{1i} - \delta_1 \cdot \tan \varphi_s$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{2w} + \varepsilon_{2u} + \varepsilon_{2i} - \delta_2 \cdot \tan \varphi_s$$

La valeur relative de la correction pour le système combiné de mesure est donnée par:

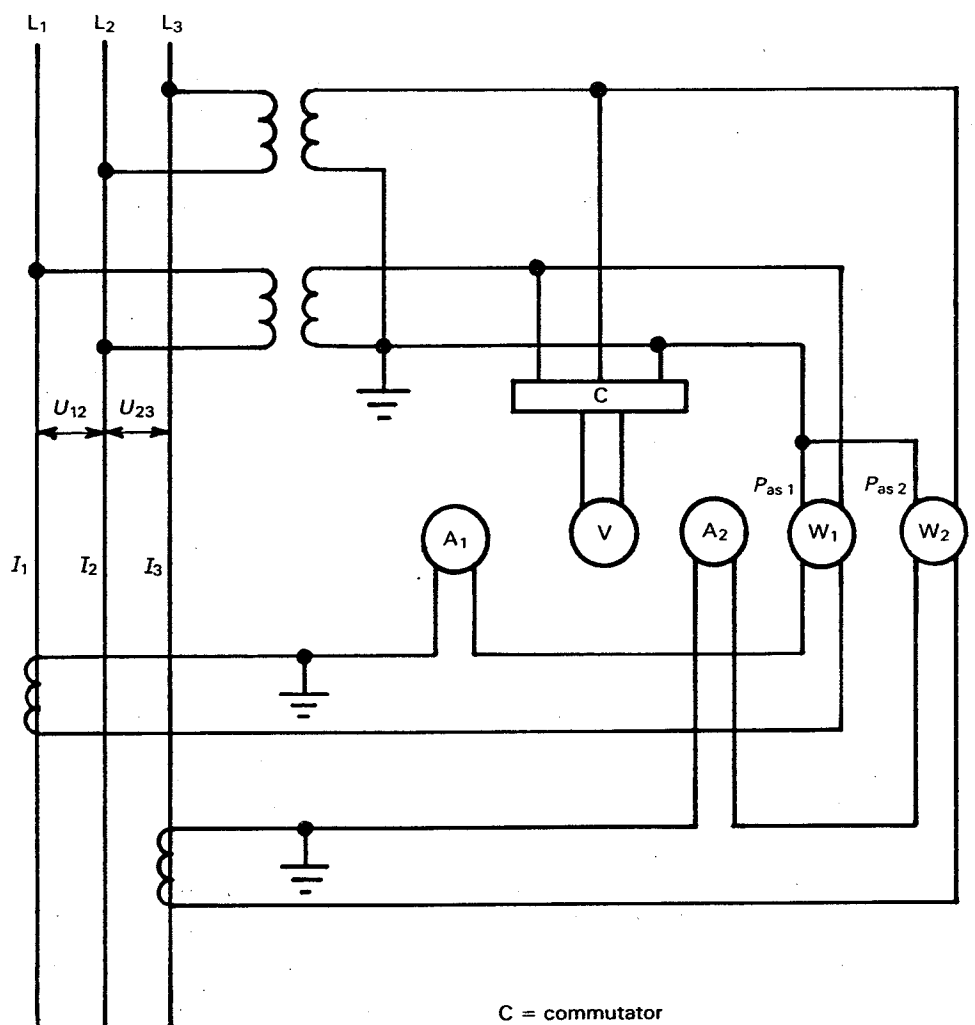
$$\varepsilon = \frac{P_{as1} \cdot \varepsilon_1 + P_{as2} \cdot \varepsilon_2}{P_{as(2w)}}$$

En admettant que:

$$k = \frac{P_{as1}}{P_{as2}}$$

on a donc:

$$\varepsilon = \frac{k\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{1 + k}$$



IEC 427/91

Figure 54 – Three-phase system: two-wattmeter method (two voltage transformers)

With the same considerations made in Appendix G, the relative value of the correction for each measuring system, established by calibrations, is given by:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_{1w} + \varepsilon_{1u} + \varepsilon_{1i} - \delta_1 \cdot \tan \varphi_s$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{2w} + \varepsilon_{2u} + \varepsilon_{2i} - \delta_2 \cdot \tan \varphi_s$$

The relative value of the correction of the combined measuring system is given by:

$$\varepsilon = \frac{P_{as1} \cdot \varepsilon_1 + P_{as2} \cdot \varepsilon_2}{P_{as(2w)}}$$

Assuming:

$$k = \frac{P_{as1}}{P_{as2}}$$

therefore:

$$\varepsilon = \frac{k\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{1 + k}$$

Dans des conditions équilibrées, cela donne:

$$k = \frac{\sqrt{3} - \tan \varphi_s}{\sqrt{3} + \tan \varphi_s}$$

et la formule de la valeur relative de la correction pour le système de mesure combiné est:

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \frac{\varepsilon_{1c} + \varepsilon_{2c}}{2} + \frac{\delta_{1c} - \delta_{2c}}{2\sqrt{3}} - \left(\frac{\delta_{1c} + \delta_{2c}}{2} - \frac{\varepsilon_{1c} - \varepsilon_{2c}}{2\sqrt{3}} \right) \tan \varphi_s \quad (5)$$

où:

$\varepsilon_w = \varepsilon_{1w} + \varepsilon_{2w}$	est la valeur relative de la correction combinée pour une mesure avec deux wattmètres
$\varepsilon_{1c} = \varepsilon_{1u} + \varepsilon_{1i}$	est la valeur relative de la correction combinée sur les rapports de transformation de tension et de courant des transformateurs du système 1
$\varepsilon_{2c} = \varepsilon_{2u} + \varepsilon_{2i}$	est la valeur relative de la correction combinée sur les rapports de transformation de tension et de courant des transformateurs du système 2
$\delta_{1c} = \delta_{1i} - \delta_{1u}$	est le déphasage combiné des transformateurs du système 1, en radians
$\delta_{2c} = \delta_{2i} - \delta_{2u}$	est le déphasage combiné des transformateurs du système 2, en radians

A2) Conditions équilibrées - Trois transformateurs de tension

La figure 55 montre le diagramme de mesure avec deux appareils monophasés – ou avec un appareil à élément double – et trois transformateurs de tension. Sous une charge équilibrée, ce qui est le cas général, la puissance du côté primaire est:

$$P_{ap} = P_{as(2w)} \cdot k_u \cdot k_i (1 + \varepsilon) \text{ identique à la formule (4) du cas précédent A1,}$$

où:

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \frac{\varepsilon_{1i} + \varepsilon_{2i} + \varepsilon'_{1u} + \varepsilon'_{2u}}{2} + \frac{\delta_{1i} - \delta_{2i} - \delta'_{1u} + \delta'_{2u}}{2\sqrt{3}} - \left(\frac{\delta_{1i} + \delta_{2i} - \delta'_{1u} - \delta'_{2u}}{2} - \frac{\varepsilon_{1i} - \varepsilon_{2i} + \varepsilon'_{1u} - \varepsilon'_{2u}}{2\sqrt{3}} \right) \tan \varphi_s \quad (6)$$

avec:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon'_{1u} &= \frac{\varepsilon_{1u} + \varepsilon_{2u}}{2} \mp \frac{\delta_{1u} - \delta_{2u}}{2\sqrt{3}} \\ \varepsilon'_{2u} &= \frac{\varepsilon_{3u} + \varepsilon_{2u}}{2} \mp \frac{\delta_{3u} - \delta_{2u}}{2\sqrt{3}} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{— si la tension de phase de la phase mesurée est en avance par rapport à la tension de} \\ &\text{phase de la phase non mesurée;} \\ &\text{+ dans le cas contraire;} \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \delta'_{1u} &= -\frac{\delta_{1u} + \delta_{2u}}{2} \mp \frac{\varepsilon_{1u} - \varepsilon_{2u}}{2\sqrt{3}} \\ \delta'_{2u} &= -\frac{\delta_{3u} + \delta_{2u}}{2} \mp \frac{\varepsilon_{3u} - \varepsilon_{2u}}{2\sqrt{3}} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{— si la tension de phase de la phase mesurée est en retard par rapport à la tension de phase} \\ &\text{de la phase non mesurée;} \\ &\text{+ dans le cas contraire.} \end{aligned}$$

In balanced conditions it is:

$$k = \frac{\sqrt{3} - \tan \varphi_s}{\sqrt{3} + \tan \varphi_s}$$

and the formula for the relative value of the correction of the combined measuring system is:

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \frac{\varepsilon_{1c} + \varepsilon_{2c}}{2} + \frac{\delta_{1c} - \delta_{2c}}{2\sqrt{3}} - \left(\frac{\delta_{1c} + \delta_{2c}}{2} - \frac{\varepsilon_{1c} - \varepsilon_{2c}}{2\sqrt{3}} \right) \tan \varphi_s \quad (5)$$

where:

$\varepsilon_w = \varepsilon_{1w} + \varepsilon_{2w}$	is the relative value of the combined correction in case of measurement with two wattmeters
$\varepsilon_{1c} = \varepsilon_{1u} + \varepsilon_{1i}$	is the relative value of the combined correction for the voltage and current ratios of system 1 transformers
$\varepsilon_{2c} = \varepsilon_{2u} + \varepsilon_{2i}$	is the relative value of the combined correction for the voltage and current ratios of system 2 transformers
$\delta_{1c} = \delta_{1i} - \delta_{1u}$	is the combined phase displacement of system 1 transformers, in radians
$\delta_{2c} = \delta_{2i} - \delta_{2u}$	is the combined phase displacement of system 2 transformers, in radians

A2) Balanced conditions – Three voltage transformers

Figure 55 shows the measuring diagram with two single-phase instruments or with a double-element instrument and three voltage transformers. Under balanced conditions, which is substantially the normal case, the power on the primary side is:

$$P_{ap} = P_{as(2w)} \cdot k_u \cdot k_i (1 + \varepsilon) \text{ identical to formula (4) of the previous case A1,}$$

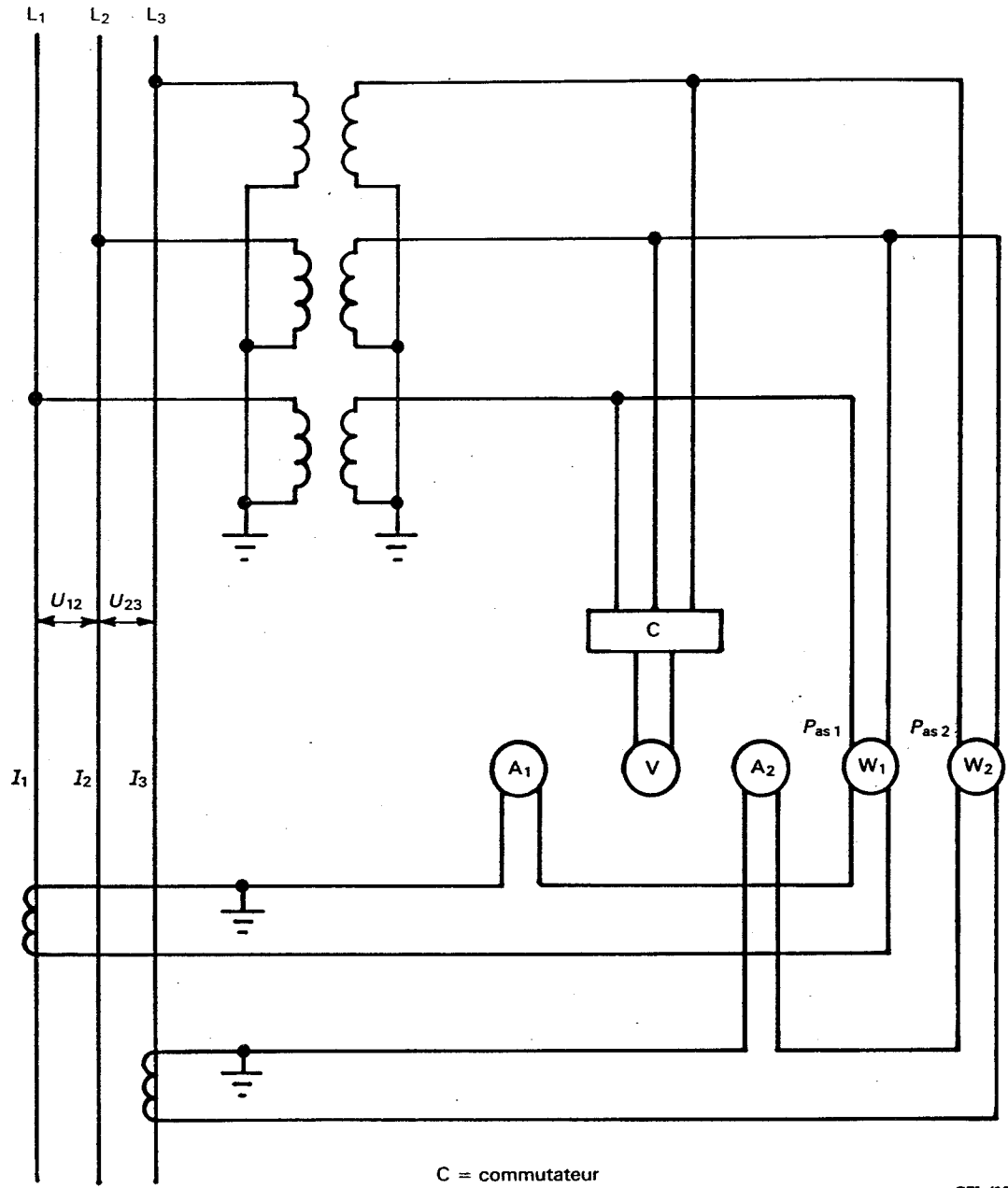
where:

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \frac{\varepsilon_{1i} + \varepsilon_{2i} + \varepsilon'_{1u} + \varepsilon'_{2u}}{2} + \frac{\delta_{1i} - \delta_{2i} - \delta'_{1u} + \delta'_{2u}}{2\sqrt{3}} - \left(\frac{\delta_{1i} + \delta_{2i} - \delta'_{1u} - \delta'_{2u}}{2} - \frac{\varepsilon_{1i} - \varepsilon_{2i} + \varepsilon'_{1u} - \varepsilon'_{2u}}{2\sqrt{3}} \right) \tan \varphi_s \quad (6)$$

where:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon'_{1u} &= \frac{\varepsilon_{1u} + \varepsilon_{2u}}{2} \mp \frac{\delta_{1u} - \delta_{2u}}{2\sqrt{3}} \\ \varepsilon'_{2u} &= \frac{\varepsilon_{3u} + \varepsilon_{2u}}{2} \mp \frac{\delta_{3u} - \delta_{2u}}{2\sqrt{3}} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{— if the phase voltage being measured is leading the phase voltage not being measured;} \\ &\text{+ if the situation is reversed;} \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \delta'_{1u} &= -\frac{\delta_{1u} + \delta_{2u}}{2} \mp \frac{\varepsilon_{1u} - \varepsilon_{2u}}{2\sqrt{3}} \\ \delta'_{2u} &= -\frac{\delta_{3u} + \delta_{2u}}{2} \mp \frac{\varepsilon_{3u} - \varepsilon_{2u}}{2\sqrt{3}} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{— if the phase voltage being measured is lagging the phase voltage not being measured;} \\ &\text{+ if the situation is reversed.} \end{aligned}$$



CEI 428/91

Figure 55 – Système triphasé: méthode des deux wattmètres (trois transformateurs de tension)

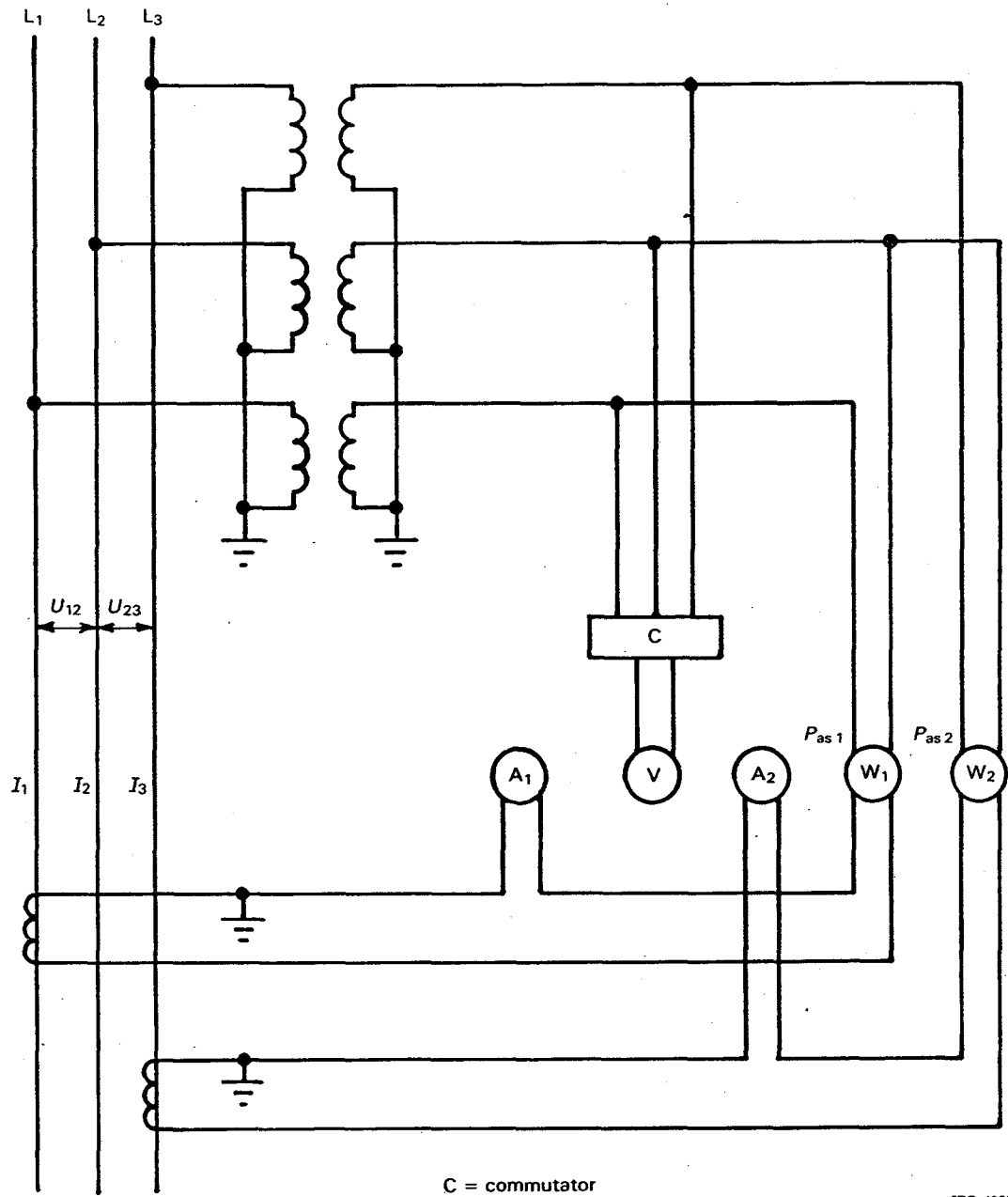


Figure 55 – Three-phase system: two-wattmeter method (three voltage transformers)

B) Conditions non équilibrées

La mesure de la puissance électrique est effectuée de la même manière que dans des conditions équilibrées, mais le calcul de la correction doit tenir compte des valeurs différentes du courant, de la tension et du facteur de puissance dans les deux systèmes de mesure.

12.1.1.1.3 Système triphasé: trois appareils ou un appareil à triple élément (méthode des trois wattmètres)

A) Conditions équilibrées

La figure 56 montre le diagramme de mesure avec trois appareils monophasés ou avec un appareil à élément triple. Sous une charge équilibrée, ce qui est le cas général, la puissance du côté primaire est:

$$P_{ap} = P_{as(3w)} \cdot k_u \cdot k_i (1 + \varepsilon)$$

où la puissance au secondaire est:

$$P_{as(3w)} = P_{as1} + P_{as2} + P_{as3} = 3 U_{sph} \cdot I_s \cos \varphi_s$$

U_{sph} étant la tension de phase au secondaire, et I_s le courant secondaire.

La valeur relative de la correction pour le système de mesure combiné est donnée par:

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \frac{\varepsilon_{1c} + \varepsilon_{2c} + \varepsilon_{3c}}{3} - \frac{\delta_{1c} + \delta_{2c} + \delta_{3c}}{3} \cdot \tan \varphi_s$$

où:

$\varepsilon_w = \varepsilon_{1w} + \varepsilon_{2w} + \varepsilon_{3w}$	est la valeur relative de la correction combinée pour une mesure avec trois wattmètres
$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{1c} &= \varepsilon_{1u} + \varepsilon_{1i} \\ \varepsilon_{2c} &= \varepsilon_{2u} + \varepsilon_{2i} \\ \varepsilon_{3c} &= \varepsilon_{3u} + \varepsilon_{3i} \end{aligned} \right\}$	sont les valeurs relatives de la correction combinée sur les rapports de transformation de tension et de courant des transformateurs des systèmes 1, 2 et 3 respectivement
$\left. \begin{aligned} \delta_{1c} &= \delta_{1i} - \delta_{1u} \\ \delta_{2c} &= \delta_{2i} - \delta_{2u} \\ \delta_{3c} &= \delta_{3i} - \delta_{3u} \end{aligned} \right\}$	sont les déphasages combinés respectifs des transformateurs des systèmes 1, 2 et 3, en radians

et où la valeur de φ_s est tirée de:

$$\cos \varphi_s = \frac{P_{as(3w)}}{3 U_{sph} I_s}$$

B) Unbalanced conditions

The measurement of the electrical power is made in the same manner as under balanced conditions, but the calculation of the correction has to take into account the different values of current, voltage and power factor in the two measuring systems.

12.1.1.1.3 Three-phase system: three instruments or one three-element instrument (three-wattmeter method)

A) Balanced conditions

Figure 56 shows the measuring diagram with three single-phase instruments or with a three-element instrument. Under balanced conditions, which is substantially the normal case, the power on the primary side is:

$$P_{ap} = P_{as(3w)} \cdot k_u \cdot k_i (1 + \varepsilon)$$

where the secondary power is:

$$P_{as(3w)} = P_{as1} + P_{as2} + P_{as3} = 3 U_{sph} \cdot I_s \cos \varphi_s$$

where U_{sph} is the secondary phase voltage and I_s the secondary current.

The relative value of the correction for the combined measuring system is given by:

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \frac{\varepsilon_{1c} + \varepsilon_{2c} + \varepsilon_{3c}}{3} - \frac{\delta_{1c} + \delta_{2c} + \delta_{3c}}{3} \cdot \tan \varphi_s$$

where:

$$\varepsilon_w = \varepsilon_{1w} + \varepsilon_{2w} + \varepsilon_{3w}$$

is the relative value of the combined correction in case of measurement with 3 wattmeters

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{1c} &= \varepsilon_{1u} + \varepsilon_{1i} \\ \varepsilon_{2c} &= \varepsilon_{2u} + \varepsilon_{2i} \\ \varepsilon_{3c} &= \varepsilon_{3u} + \varepsilon_{3i} \end{aligned} \right\}$$

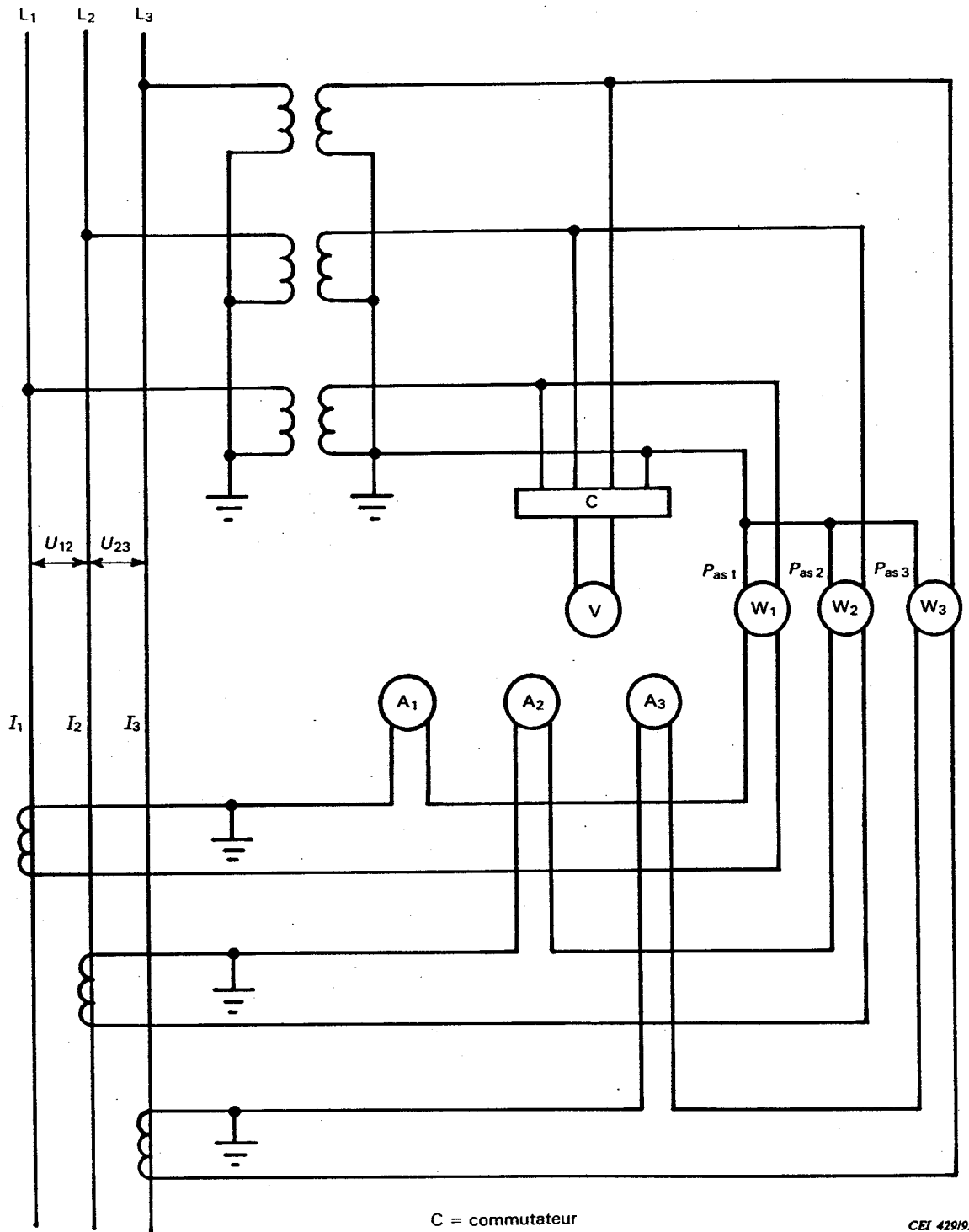
are the relative values of the combined correction for the voltage and current ratio respectively of system 1, 2 and 3 transformers

$$\left. \begin{aligned} \delta_{1c} &= \delta_{1i} - \delta_{1u} \\ \delta_{2c} &= \delta_{2i} - \delta_{2u} \\ \delta_{3c} &= \delta_{3i} - \delta_{3u} \end{aligned} \right\}$$

are the combined phase displacements respectively of system 1, 2 and 3 transformers, in radians

and where the value of φ_s is derived from:

$$\cos \varphi_s = \frac{P_{as(3w)}}{3 U_{sph} I_s}$$



CEI 429/91

Figure 56 – Système triphasé: méthode des trois wattmètres

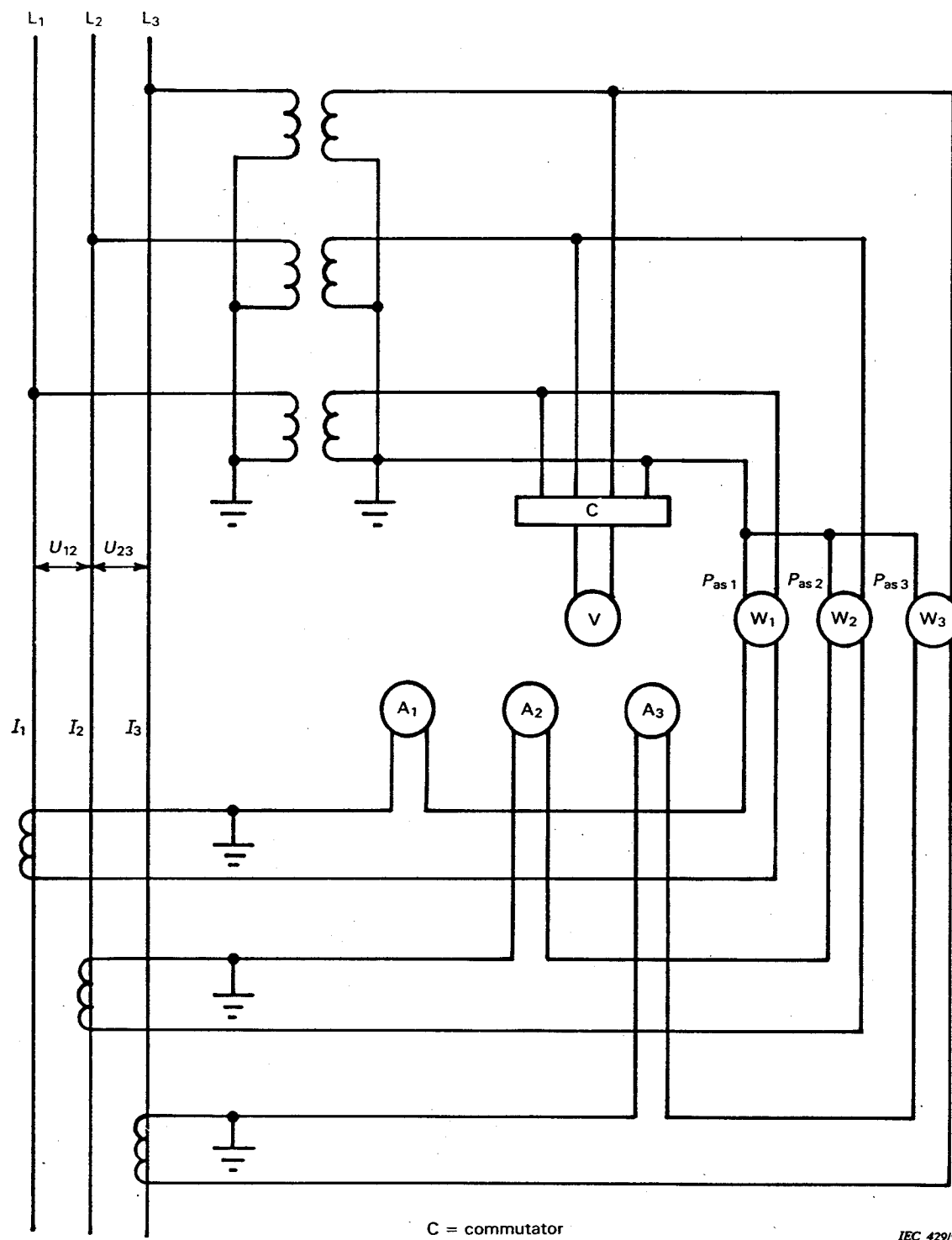


Figure 56 – Three-phase system: three-wattmeter method

B) Conditions non équilibrées

La mesure de la puissance électrique est effectuée de la même manière que dans des conditions équilibrées, mais le calcul de la correction doit tenir compte des valeurs différentes du courant, de la tension et du facteur de puissance dans les trois systèmes de mesure.

12.1.1.1.4 Nombre de lectures

Le nombre de lectures doit être suffisant pour permettre un calcul précis de la puissance moyenne sur la durée de la séquence. Ce nombre dépend du temps d'essai et de la stabilité des lectures. Comme il est montré dans l'annexe C, l'incertitude aléatoire diminue lorsque le nombre de lectures augmente. Dans des conditions difficiles, on préférera utiliser des appareils de mesure intégrateurs.

12.1.1.2 Prescriptions pour l'instrumentation

12.1.1.2.1 Classe de précision des appareils et des transformateurs de mesure

Les wattmètres doivent être de la classe 0,2 ou mieux, les voltmètres et ampèremètres doivent être de la classe 0,5 ou mieux. Les transformateurs de tension et de courant doivent être de la classe 0,2 d'après les CEI 185 et 186.

12.1.1.2.2 Etalonnage des appareils

D'après 4.6.2, tous les appareils, y compris les transformateurs de mesure, doivent être étalonnés avant et après l'essai. Cependant, un de ces étalonnages peut être supprimé par accord entre les parties. Les transformateurs de mesure, de classe 0,2, ont une telle stabilité qu'il suffit en général de les étalonner soit avant, soit après l'essai. Les transformateurs doivent avoir la même charge lors des étalonnages et lors de l'essai, y compris les charges additionnelles s'il y en a (voir 12.1.1.2.5).

12.1.1.2.3 Problèmes de wattmètres liés aux mesures sur le site

En général, lors de mesures sur le site au moyen de wattmètres, certains problèmes apparaîtront du fait que la puissance n'est pas constante, à cause de perturbations provenant tant du réseau que de la machine hydraulique. Ces perturbations, qui provoquent des déplacements plus ou moins rapides des indicateurs des wattmètres à l'intérieur de certaines limites, peuvent être en gros réparties en trois catégories:

- a) Variations très lentes, qui ne nuisent pas à la lecture car les indications du wattmètre peuvent être considérées comme des valeurs vraies. Elles peuvent être causées, par exemple, par une variation de l'énergie hydraulique massique.
- b) Fluctuations aléatoires rapides, où les indicateurs des différents wattmètres bougent dans la même direction. Ce phénomène est typique de fluctuations de la puissance active.
- c) Fluctuations aléatoires rapides, où les indicateurs des deux wattmètres bougent dans des directions opposées. Elles sont dues à de petites fluctuations rapides de la tension du réseau, qui sont toujours présentes, dans une certaine mesure, selon les conditions du réseau. Les lectures des appareils doivent donc être simultanées. Entreprendre une lecture correcte sur une longue période peut être extrêmement éprouvant, et des erreurs individuelles grossières peuvent facilement être introduites. Les perturbations dues à des variations de la puissance réactive sont minimisées quand la machine fonctionne avec un contrôle manuel de la tension.

Compte tenu de ce qui précède, il est clair que l'utilisation de wattmètres lors de mesures sur le site implique des difficultés qui accroissent l'incertitude sur les mesures. Il est donc recommandé d'utiliser, en plus, un wattheuremètre statique combiné avec une horloge à quartz. On peut bien sûr utiliser des wattmètres digitaux de classe 0,2 ou mieux. Des lectures et intégrations par ordinateur peuvent être utilisées, si le programme est correctement vérifié.

B) Unbalanced conditions

The measurement of the electrical power is made in the same manner as under balanced conditions, but the calculation of the correction has to take into account the different values of current, voltage and power factor in the three measuring systems.

12.1.1.1.4 Number of readings

The number of readings shall be sufficient to permit an accurate calculation of the mean power over the duration of the run. The number will depend on the test time and on the stability of readings. As shown in Appendix C the random uncertainty decreases as the number of readings increases. Under difficult conditions integrating meters are preferred.

12.1.1.2 Instrumentation requirements

12.1.1.2.1 Accuracy class of instruments and measuring transformers

Wattmeters shall be of class 0,2 or better, voltmeters and ammeters shall be of class 0,5 or better. Voltage and current transformers shall be of class 0,2 according to IEC 185 and 186.

12.1.1.2.2 Calibration of instruments

According to 4.6.2 all instruments, including measuring transformers, shall be calibrated before and after the test. However, one calibration may be omitted by agreement. Measuring transformers, class 0,2, have such stability that it is normally sufficient to calibrate them either before or after the test. The transformers shall have the same burdens during calibration and test, including additional ones, if any (see 12.1.1.2.5).

12.1.1.2.3 Wattmeter problems associated with site measurements

When measuring on site by means of wattmeters, certain problems will normally arise because the power is not constant due to disturbances from the network and from the hydraulic machine. The disturbances which cause the pointers of the wattmeters to move more or less quickly within certain limits can roughly be divided into three classes:

- a) Very slow variations which do no harm because the wattmeter readings can be taken as true readings. The reason may be, for instance, a variation of specific hydraulic energy.
- b) Rapid random fluctuations when the pointers of the different wattmeters are moving in the same direction. This phenomenon is typical of active power fluctuations.
- c) Rapid random fluctuations when the pointers of the two wattmeters are moving in opposite directions, due to small rapid voltage fluctuations in the network, which are always present to a certain extent depending on network conditions. The instruments should therefore be read simultaneously. To attempt a correct reading over a long period is often very tiring and gross individual errors can easily be introduced. Disturbances from reactive power variations are smallest when the machine is operated with manual control of voltage.

With reference to the preceding text it is clear that the use of wattmeters when measuring on site, involves difficulties which increase the uncertainty of the measurement. It is therefore advisable to use, in addition, a static watt-hourmeter combined with a quartz timer. Digital wattmeters of class 0,2 or better can of course be used. Computerised reading and integration can be applied if the program is properly checked.

12.1.1.2.4 Transformateurs de mesure

Les transformateurs ne doivent, si possible, être utilisés que pour alimenter les appareils d'essais. Les paires de câbles venant de chaque transformateur seront tressées jusqu'à l'emplacement des appareils. La charge réelle, tenant compte de ces câbles, doit toujours être déterminée pour l'étalonnage.

12.1.1.2.5 Transformateur de tension

La section des câbles doit être telle que la chute de tension soit inférieure à 0,1 %. Lors d'utilisation d'appareils modernes consommant peu de puissance, il peut être conseillé d'ajouter des charges aux bornes du transformateur, afin de réduire ses facteurs de correction.

12.1.1.2.6 Transformateurs de courant

Souvent, il n'est possible d'installer des transformateurs spéciaux que pour des machines jusqu'à 40 à 50 MVA. Pour des machines plus grandes, un accord entre les parties doit intervenir si des transformateurs préexistants sont utilisés: la charge doit être ajustée à la valeur assignée, si possible. On pourra alors utiliser l'étalonnage du fabricant, et aucun étalonnage après coup ne sera nécessaire.

12.1.1.2.7 Champs magnétiques

Des champs magnétiques peuvent apparaître au voisinage de machines électriques, de transformateurs, de jeux de barres, etc., et peuvent influencer les appareils. Il faut avoir soin d'éviter ces champs.

12.1.2 Détermination des pertes

12.1.2.1 Pertes mécaniques et électriques dans la machine électrique, P_b

12.1.2.1.1 Mesure

Les pertes – y compris les pertes dans les paliers-guides de la machine électrique – doivent être déterminées selon les CEI 34-2 et 34-2A. La méthode d'essai sera choisie en accord avec le fournisseur de la machine hydraulique, qui aura droit de présence aux essais.

Les essais peuvent être effectués dans les ateliers du fabricant ou sur le site. Dans le premier cas, seules les pertes séparées peuvent normalement être déterminées, et on en tire la perte totale conventionnelle par addition de toutes les pertes séparées. Il faut veiller spécialement à s'assurer que les pertes par ventilation lors des essais chez le fabricant sont bien similaires à ce qu'on aura en centrale.

Souvent, les grandes machines ne peuvent subir d'essais que sur le site, en général par la méthode calorimétrique ou par mesure du ralentissement (turbines Pelton). Dans ce cas, les pertes séparées aussi bien que les pertes totales en charge peuvent être déterminées si le groupe est équipé d'une turbine réglable.

12.1.2.1.2 Ajustement par calcul des pertes dans la machine électrique lors des essais de la machine hydraulique

Il est recommandé de déterminer les diverses pertes séparées de la machine électrique.

Les pertes fer et les pertes totales en charge (c'est-à-dire la somme des pertes par effet Joule et des pertes supplémentaires) sont ajustées aux valeurs de la tension et du courant pendant les essais, en admettant qu'elles varient comme le carré de la tension et du courant.

En charge, les pertes fer sont en général quelque peu supérieures et les pertes totales en charge inférieures aux pertes séparées correspondantes. Dans les machines électriques de grande puissance, les pertes en charge peuvent excéder la somme des pertes séparées à tel point qu'elles devront être mesurées à pleine charge.

12.1.1.2.4 Instrument transformers

Transformers shall be used solely to supply the test instruments if possible. Each transformer shall have separate pairs of leads which are braided up to the place where the instruments are located (twisted pairs). The real burden inclusive of leads shall always be determined for calibration purposes.

12.1.1.2.5 Voltage transformers

The cross-sectional area of the leads shall be such that the total voltage drop is less than 0,1 %. When using modern instruments with very small power consumption it may be advisable to connect additional burdens to the transformer terminals in order to decrease the correction factors of the transformers.

12.1.1.2.6 Current transformers

In many cases it is only possible to install special transformers for machines up to say 40 to 50 MVA. For larger machines an agreement must be reached if built-in transformers are used; the burden shall be adjusted to rated value, if possible. The factory calibration can then be used and no calibration after the test is required.

12.1.1.2.7 Magnetic fields

Magnetic fields can occur in the vicinity of electrical machines, transformers, busbars, etc. which can influence the instruments. Care must be taken to avoid such stray fields.

12.1.2 *Determination of losses*

12.1.2.1 Mechanical and electrical losses in the electrical machine P_b

12.1.2.1.1 Measurement

The losses – including the electrical machine guide bearing losses – shall be determined according to IEC 34-2 and 34-2A. The test method will be chosen with the agreement of the supplier of the hydraulic machine, who shall have the right to be present at the test.

Tests can be made in the manufacturer's workshop or on site. In the first case only component losses can normally be determined and hence the conventional total loss by summation of component losses. Special care must be taken to ensure that the windage losses during the workshop tests are similar to those in the power plant.

Often large machines can only be tested on site, normally by the calorimetric method or retardation (Pelton turbines). In that case both component losses and total losses on load can be determined in a unit equipped with a regulated turbine.

12.1.2.1.2 Adjustment by calculation of losses in the electrical machine when testing the hydraulic machine

It is recommended that the various component losses in the electrical machine be determined.

Iron losses and total load losses (i.e. the sum of load losses and additional losses) are adjusted to the prevailing values of voltage and current during the test, by assuming that they vary in proportion to the square of voltage and current respectively.

On load the iron losses are usually somewhat higher and the total load losses somewhat lower than the corresponding component losses. For high capacity electrical machines losses on load may exceed the sum of the component losses to such an extent that they should be determined by measurement at full load.

Lors de la mesure des pertes séparées, la température dans la machine est très inférieure à sa valeur quand la machine est en charge. On ne procède cependant pas à des corrections de température, et ce pour les raisons suivantes. Les pertes par effet Joule augmentent, et les pertes supplémentaires diminuent à haute température. Les pertes fer et les pertes par ventilation diminuent également à haute température. Pour les machines synchrones triphasées, on admet donc que les pertes totales en charge sont indépendantes de la température. Un accord spécial doit être conclu pour les génératrices monophasées, où les pertes supplémentaires dominent.

L'expérience montre que les erreurs introduites par les hypothèses ci-dessus sont faibles, environ $\pm 2\%$ à 3% , c'est-à-dire les mêmes que dans un essai calorimétrique de catégorie A, à pleine charge, selon l'article 15 de la CEI 34-2A. Les autres pertes dans la machine électrique sont déduites des essais, à l'exception des pertes dans l'excitatrice qui sont mesurées directement à l'aide d'appareils si ces pertes font partie de P_b (cas d'une excitation non séparée).

12.1.2.2 Pertes dans la butée dues à la machine électrique, P_c

12.1.2.2.1 Mesure

Les pertes dans la butée doivent être mesurées conformément à la CEI 34-2A.

Si la mesure directe n'est pas possible, les pertes seront estimées par accord entre les parties, soit par comparaison avec des cas semblables, soit sur la base de formules empiriques existantes (voir 12.3.1).

Dans le cas d'une butée combinée avec un palier-guide, les deux composants seront considérés comme séparés, et les pertes correspondantes (mesurées ou calculées) seront attribuées à la machine électrique ou à la machine hydraulique suivant les spécifications contractuelles.

12.1.2.2.2 Cas d'une butée commune

Dans le cas d'une butée commune, les pertes correspondantes seront attribuées à la machine électrique et à la (ou aux) machine(s) hydraulique(s), proportionnellement à la poussée de chacune sur la butée.

Si:

F_{AE} est la composante axiale de la poussée due à la machine électrique,

F_{AT} est la composante axiale de la poussée due à la turbine: poussée hydraulique agissant sur la (ou les) roue(s) (voir 12.3.3) et poids de la (ou des) roue(s) et de l'arbre,

F_{AP} est la composante axiale de la poussée due à la pompe: poussée hydraulique agissant sur la (ou les) roue(s) (voir 12.3.3) et poids de la (ou des) roue(s) et de l'arbre,

on attribuera:

a) Dans le cas d'un groupe de turbinage binaire:

— à la machine électrique

$$P_{cE} = \frac{F_{AE}}{F_{AE} + F_{AT}} \cdot P_c$$

— à la turbine

$$P_{cT} = \frac{F_{AT}}{F_{AE} + F_{AT}} \cdot P_c$$

When measuring component losses the temperature in the electrical machine is much lower than when it is on load. No temperature corrections are however made for the following reasons. Load losses increase and additional load losses decrease at higher temperatures. Iron losses and windage losses also decrease at higher temperatures. For three-phase synchronous machines the total losses on load are therefore assumed to be independent of temperature. A special agreement shall be made for single-phase generators where the additional load losses are dominant.

Experience shows that the errors introduced by the foregoing assumptions are small, say $\pm 2\%$ to 3% , or about the same as for a full-load calorimetric test, category A, according to clause 15 of IEC 34-2A. Other losses in the electrical machine are taken from tests, with the exception of the excitation losses, which are measured directly with instruments if these losses are part of P_b (case of not separated excitation).

12.1.2.2 Thrust bearing losses due to the electrical machine, P_c

12.1.2.2.1 Measurement

The losses in the thrust bearing shall be measured according to IEC 34-2A.

If direct measurement is not possible, the losses shall be estimated by agreement, either by comparison with similar cases or on the basis of existing empirical formulae (see 12.3.1).

In the case of a combined guide/thrust bearing, the two components shall be considered as separated and the relevant losses (measured or calculated) shall be attributed to the electrical machine or to the hydraulic machine according to the contractual specifications.

12.1.2.2.2 Case of a common thrust-bearing

In the case of a common thrust-bearing, the relevant losses shall be attributed to the electrical machine and to the hydraulic machine(s) in proportion to the thrust of each on the bearing.

If:

F_{AE} is the axial component of thrust due to the electrical machine,

F_{AT} is the axial component of thrust due to the turbine: hydraulic thrust acting on the runner(s) (see 12.3.3) and weight of runner(s) and shaft,

F_{AP} is the axial component of thrust due to the pump: hydraulic thrust acting on the impeller(s) (see 12.3.3) and weight of impeller(s) and shaft,

it shall be attributed:

a) in case of a production binary unit:

– to the electrical machine

$$P_{cE} = \frac{F_{AE}}{F_{AE} + F_{AT}} \cdot P_c$$

– to the turbine

$$P_{cT} = \frac{F_{AT}}{F_{AE} + F_{AT}} \cdot P_c$$

b) Dans le cas d'un groupe de pompage binaire:

— à la machine électrique

$$P_{cE} = \frac{F_{AE}}{F_{AE} + F_{AP}} \cdot P_c$$

— à la pompe

$$P_{cP} = \frac{F_{AP}}{F_{AE} + F_{AP}} \cdot P_c$$

c) Dans le cas d'un groupe ternaire travaillant en turbine (pompe débrayée):

— à la machine électrique

$$P_{cE} = \frac{F_{AE}}{F_{AE} + F_{AT}} \cdot P_c$$

— à la turbine

$$P_{cT} = \frac{F_{AT}}{F_{AE} + F_{AT}} \cdot P_c$$

d) Dans le cas d'un groupe ternaire travaillant en pompe:

— à la machine électrique

$$P_{cE} = \frac{F_{AE}}{F_{Atot}} \cdot P_c$$

— à la pompe

$$P_{cP} = \frac{F_{AP}}{F_{Atot}} \cdot P_c$$

où:

F_{Atot} est la somme des composantes axiales des poids de toutes les parties tournantes, de la poussée due à la machine électrique et de la poussée hydraulique agissant sur la(les) roue(s) de la pompe.

Note. — Dans le cas d'une machine horizontale, l'ensemble des pertes dans la (ou les) butée(s) est entièrement imputable à la machine hydraulique. Dans les autres cas, si la composante axiale de la poussée totale (F_{AT} ou F_{AP}) due à la machine hydraulique est négative, les pertes attribuées à la machine hydraulique seront nulles pour autant que F_{AT} (ou F_{AP}) ne soit pas supérieure à F_{AE} .

b) in case of a pumping binary unit:

– to the electrical machine

$$P_{cE} = \frac{F_{AE}}{F_{AE} + F_{AP}} \cdot P_c$$

– to the pump

$$P_{cP} = \frac{F_{AP}}{F_{AE} + F_{AP}} \cdot P_c$$

c) in the case of a ternary unit operating as a production unit (pump being disconnected):

– to the electrical machine

$$P_{cE} = \frac{F_{AE}}{F_{AE} + F_{AT}} \cdot P_c$$

– to the turbine

$$P_{cT} = \frac{F_{AT}}{F_{AE} + F_{AT}} \cdot P_c$$

d) in the case of a ternary unit operating as a pumping unit:

– to the electrical machine

$$P_{cE} = \frac{F_{AE}}{F_{Atot}} \cdot P_c$$

– to the pump

$$P_{cP} = \frac{F_{AP}}{F_{Atot}} \cdot P_c$$

where:

F_{Atot} is the sum of the axial components of the weight of all rotating parts, of the thrust due to the electrical machine and of the hydraulic thrust acting on the impeller(s) of the pump.

Note. — In the case of a horizontal machine, the total thrust losses may be attributed to the hydraulic machine. In the other cases, if the axial component of the total thrust (F_{AT} or F_{AP}) due to the hydraulic machine is negative, the losses attributed to the hydraulic machine will be zero, as long as F_{AT} (or F_{AP}) is not greater than F_{AE} .

12.1.2.3 Pertes dans tous les organes en rotation extérieurs à la machine hydraulique, P_d

12.1.2.3.1 Pertes dans les engrenages

Les pertes dans les engrenages, s'il y en a, ou – de manière plus générale – dans les organes de transmission situés entre la machine électrique et la machine hydraulique, doivent faire l'objet d'une évaluation séparée par mesure ou calculs. Les mesures doivent être effectuées dans des conditions aussi proches que possible de celles des essais de réception principaux. Les pertes dans une transmission à engrenages peuvent être déterminées au moyen de la mesure de la chaleur absorbée par l'huile de lubrification (ou par son eau de refroidissement) et par l'air environnant.

12.1.2.3.2 Pertes par ventilation d'un volant découvert

Les pertes par ventilation d'un volant découvert peuvent être calculées approximativement au moyen de la formule suivante:

$$P_w = 0,35 (60n)^3 D_a^5 \left(1 + 1,8 \frac{B}{D_a}\right) \times 10^{-6} = 75,6 n^3 D_a^5 \left(1 + 1,8 \frac{B}{D_a}\right) \times 10^{-3}$$

où:

- P_w est les pertes par ventilation (W)
 n est la vitesse de rotation du volant (s^{-1})
 D_a est le diamètre extérieur du volant (m)
 B est la largeur de la jante (m)

La marge d'incertitude de cette formule est de $\pm 30\%$.

12.1.2.3.3 Pertes de la roue tournant dans l'air, P_w

Les pertes d'une roue tournant dans l'air sont attribuées au frottement et à la ventilation, en excluant les pertes dans les paliers. Dans certains cas, par exemple un groupe ternaire avec une machine dont la roue tourne dans l'air pendant l'essai de réception, ou dans le cas d'un groupe réversible avec une roue de démarrage à action tournant dans l'air pendant l'essai de réception, les pertes dues à la machine ou à la roue à action tournant dans l'air seront prises en compte avec les pertes dans les paliers. Comme il est souvent impossible ou indésirable de désaccoupler la roue de la machine hydraulique de la machine électrique, il est recommandé de mesurer les pertes de la roue tournant dans l'air, par exemple en évaluant la différence entre la puissance aux bornes de la machine électrique, extrapolée à la tension nulle, et les pertes dans la machine électrique – sans excitation, entraînée par la turbine – mesurées par la méthode calorimétrique (voir la CEI 34-2A).

Si une telle mesure est impossible, les pertes par ventilation dans la roue peuvent être estimées sur la base des formules suivantes, selon le type de machine:

- 1) Turbines Kaplan (pales fermées):

$$P_w = 6,5 \cdot (60n)^3 \cdot D^5 \cdot 10^{-7} = 0,14 \cdot n^3 \cdot D^5$$

où:

- P_w est les pertes par ventilation (W)
 n est la vitesse de rotation (s^{-1})
 D est le diamètre extérieur de la roue (m)

La marge d'incertitude de cette formule est de $\pm 50\%$.

12.1.2.3 Losses in all rotating elements external to the hydraulic machine, P_d

12.1.2.3.1 Losses in the gear

The power losses in the gear, if any, or – more generally – in those parts of the transmission located between the electrical machine and the hydraulic machine shall be the object of a separate evaluation by measurement or calculations. The measurement shall be done as closely as possible, under the same conditions as those of the main acceptance test. The losses in a gear may be determined by measuring the heat absorbed by the lubricating oil (or by its cooling water) and by the surrounding air.

12.1.2.3.2 Windage losses of an open flywheel

Windage losses of open flywheels may be calculated approximately by means of the following formula:

$$P_w = 0,35 (60n)^3 D_a^5 \left(1 + 1,8 \frac{B}{D_a}\right) \times 10^{-6} = 75,6 n^3 D_a^5 \left(1 + 1,8 \frac{B}{D_a}\right) \times 10^{-3}$$

where:

P_w is the windage losses (W)

n is the rotational speed of the flywheel (s^{-1})

D_a is the outside diameter of the flywheel (m)

B is the width of the rim (m)

The uncertainty bandwidth of the formula is $\pm 30\%$.

12.1.2.3.3 Losses of the runner/impeller turning in air, P_w

The losses of a runner/impeller turning in air are attributed to friction and windage, excluding the bearing losses. In some cases, for example, the case of a ternary unit with a machine, the runner/impeller of which is turning in air during the acceptance test, or the case of a reversible unit with an impulse starting wheel turning in air during the acceptance test, the losses due to the machine or to the impulse wheel turning in air should be taken into account together with the bearing losses. As it is often impossible or undesirable to uncouple the runner/impeller of the hydraulic machine from the electrical machine, it is recommended to measure the losses of the runner/impeller turning in air, for example, by evaluating the difference between the electrical input measured at the terminals and extrapolated to zero voltage and the losses of the electrical machine – not excited and driven by the turbine – measured by the calorimetric method (see IEC 34-2A).

If such a measure is not possible, the losses of the runner/impeller turning in air may be generally estimated by the following formulae depending on the type of the machine:

- 1) Kaplan turbines (blades in closed position):

$$P_w = 6,5 \cdot (60n)^3 \cdot D^5 \cdot 10^{-7} = 0,14 \cdot n^3 \cdot D^5$$

where:

P_w is the windage losses (W)

n is the rotational speed (s^{-1})

D is the runner outer diameter (m)

The uncertainty bandwidth of the formula is $\pm 50\%$.

2) Turbines Francis

$$P_w = 4,6 \cdot (60n)^3 \cdot B \cdot D^4 \cdot 10^{-4} = 100n^3 \cdot B \cdot D^4$$

où:

P_w est les pertes par ventilation (W)

n est la vitesse de rotation (s^{-1})

B est la hauteur de la roue (m) (voir figure 57)

D est le diamètre extérieur de la roue (m) (voir figure 57)

La formule est valable pour un débit de labyrinthe inférieur à $0,8 \cdot 10^{-3}$ fois le débit au point de rendement maximal. Sa marge d'incertitude est de $\pm 50\%$.

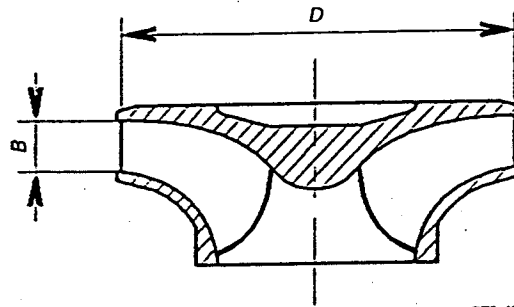


Figure 57 – Dimensions principales de la roue d'une machine radiale

3) Pompes et pompes-turbines

$$P_w = 2,3 \cdot (60n)^3 \cdot B \cdot D^4 \cdot 10^{-4} = 50n^3 \cdot B \cdot D^4$$

où:

P_w est les pertes par ventilation (W)

n est la vitesse de rotation (s^{-1})

B est la hauteur de la roue (m) (voir figure 57)

D est le diamètre extérieur de la roue (m) (voir figure 57)

La formule est valable pour un débit de labyrinthe inférieur à $0,8 \cdot 10^{-3}$ fois le débit au point de rendement maximal. Sa marge d'incertitude est de $\pm 50\%$.

2) Francis turbines

$$P_w = 4,6 \cdot (60 n)^3 \cdot B \cdot D^4 \cdot 10^{-4} = 100 n^3 \cdot B \cdot D^4$$

where

P_w is the windage losses (W)

n is the rotational speed (s^{-1})

B is the runner height (m) (see Figure 57)

D is the runner outer diameter (m) (see Figure 57)

The formula is valid for a labyrinth discharge less than $0,8 \cdot 10^{-3}$ of the discharge at the best efficiency point. The uncertainty bandwidth is $\pm 50\%$.

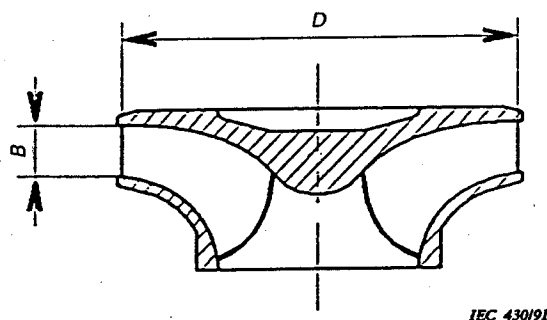


Figure 57 – Main dimensions of runner/impeller of radial machines

3) Pumps and pump-turbines

$$P_w = 2,3 \cdot (60 n)^3 \cdot B \cdot D^4 \cdot 10^{-4} = 50 n^3 \cdot B \cdot D^4$$

where:

P_w is the windage losses (W)

n is the rotational speed (s^{-1})

B is the runner/impeller height (m) (see Figure 57)

D is the runner/impeller outer diameter (m) (see Figure 57)

The formula is valid for a labyrinth discharge less than $0,8 \cdot 10^{-3}$ of the discharge at the best efficiency point. The uncertainty bandwidth is $\pm 50\%$.

4) Turbines Pelton*

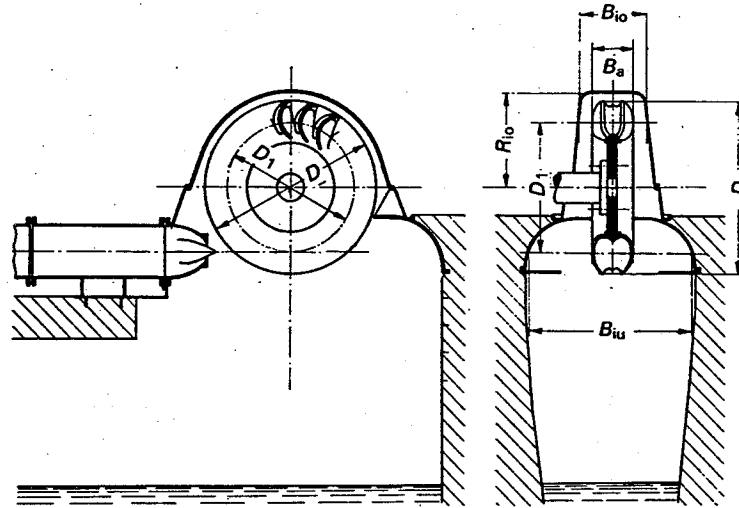
a) Arbre horizontal (voir figure 58)

$$\begin{aligned}
 P_w &= 7 \cdot (60n)^3 \cdot D^5 \cdot \left(\frac{B_a}{D}\right)^{1/4} \cdot \left(\frac{B_{io}}{D}\right)^{3/4} \cdot \left(\frac{B_{iu}}{D}\right)^{5/4} \cdot \left(\frac{R_{io}}{D}\right)^{7/4} \cdot 10^{-5} \\
 &= 15 n^3 \cdot D^5 \cdot \left(\frac{B_a}{D}\right)^{1/4} \cdot \left(\frac{B_{io}}{D}\right)^{3/4} \cdot \left(\frac{B_{iu}}{D}\right)^{5/4} \cdot \left(\frac{R_{io}}{D}\right)^{7/4}
 \end{aligned}$$

où

 P_w est les pertes par ventilation (W) n est la vitesse de rotation (s^{-1}) D est le diamètre extérieur maximal de la roue (m). Les autres grandeurs géométriques sont définies dans la figure 58

Pour les distances normales entre la turbine et le niveau de restitution, l'influence de ce dernier est négligée. La marge d'incertitude de cette formule est de $\pm 50\%$.



CEI 431/91

Figure 58 – Dimension du bâti de turbines Pelton à arbre horizontal

b) Arbre vertical (voir figure 59)

$$\begin{aligned}
 P_w &= (60n)^3 \cdot D^5 \cdot \left(\frac{B_a}{D}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{B_i}{D}\right)^{4/3} \cdot \left(\frac{R_i}{D}\right) \cdot 10^{-4} \\
 &= 22 \cdot n^3 \cdot D^5 \cdot \left(\frac{B_a}{D}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{B_i}{D}\right)^{4/3} \cdot \left(\frac{R_i}{D}\right)
 \end{aligned}$$

Pour les distances normales entre la turbine et le niveau de restitution, l'influence de ce dernier est négligée. La marge d'incertitude de cette formule est de $\pm 50\%$.

* D'après Milanese: La valutazione delle perdite di ventilazione delle giranti Pelton (Evaluation des pertes par ventilation dans les roues de turbines Pelton), AEI Annual Meeting, 1984.

4) Pelton turbines*

a) Horizontal axis (see Figure 58)

$$P_w = 7 \cdot (60n)^3 \cdot D^5 \cdot \left(\frac{B_a}{D}\right)^{1/4} \cdot \left(\frac{B_{io}}{D}\right)^{3/4} \cdot \left(\frac{B_{iu}}{D}\right)^{5/4} \cdot \left(\frac{R_{io}}{D}\right)^{7/4} \cdot 10^{-5}$$

$$= 15 n^3 \cdot D^5 \cdot \left(\frac{B_a}{D}\right)^{1/4} \cdot \left(\frac{B_{io}}{D}\right)^{3/4} \cdot \left(\frac{B_{iu}}{D}\right)^{5/4} \cdot \left(\frac{R_{io}}{D}\right)^{7/4}$$

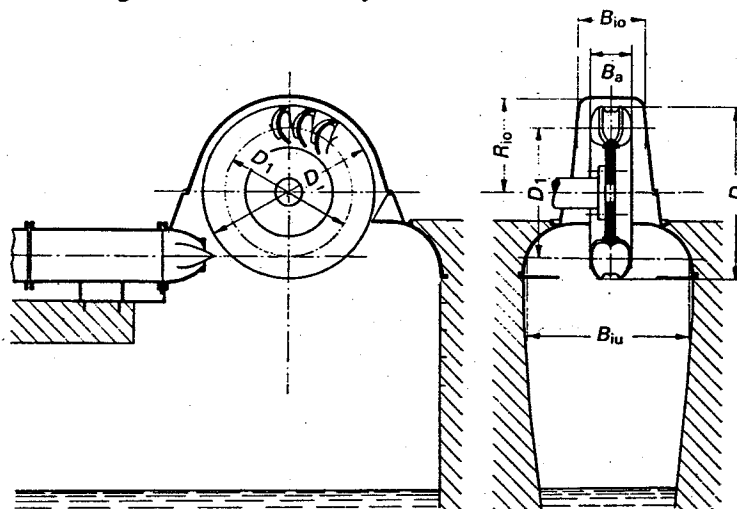
where

P_w is the windage losses (W)

n is the rotational speed (s^{-1})

D is the maximum outer diameter of the runner (m). Other geometrical data are defined in Figure 58

For the normal distance existing between runner and tailwater level, the influence of the tailwater level is neglected. The uncertainty bandwidth of the formula is $\pm 50\%$.



IEC 431/91

Figure 58 – Dimensions of the housing for Pelton turbines with horizontal runner axis

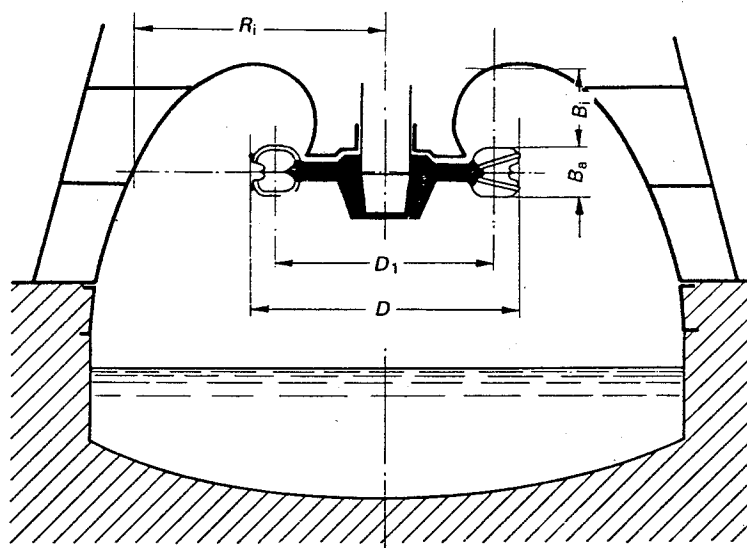
b) Vertical axis (see Figure 59)

$$P_w = (60n)^3 \cdot D^5 \cdot \left(\frac{B_a}{D}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{B_i}{D}\right)^{4/3} \cdot \left(\frac{R_i}{D}\right) \cdot 10^{-4}$$

$$= 22 \cdot n^3 \cdot D^5 \cdot \left(\frac{B_a}{D}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{B_i}{D}\right)^{4/3} \cdot \left(\frac{R_i}{D}\right)$$

For the normal distance existing between runner and tailwater level, the influence of the tailwater level is neglected. The uncertainty bandwidth of the formula is $\pm 50\%$.

* Milanese: La valutazione delle perdite di ventilazione delle giranti Pelton (Evaluation of windage losses in Pelton runners), AEI Annual Meeting, 1984.



CEI 432/91

Figure 59 – Dimensions du bâti de turbines Pelton à arbre vertical

12.1.2.4 Puissance fournie à toute machine auxiliaire entraînée directement, P_e , et à l'équipement auxiliaire de la machine hydraulique, dans la mesure où le contrat prévoit qu'elle lui est imputable, P_f

Si elle est significative, la puissance absorbée par les diverses pompes de refroidissement, la régulation, etc., entraînées par des moteurs électriques, sera déterminée par la mesure de la puissance électrique consommée par les moteurs. Dans des cas plus difficiles, la puissance absorbée par les pompes sera estimée en mesurant leur débit et l'énergie hydraulique massique qu'elles délivrent, en tenant compte de leur rendement global comme obtenu, par exemple, au moyen d'essais en laboratoire. La puissance absorbée par les autres accessoires peut être, la plupart du temps, estimée au vu de sa faible importance.

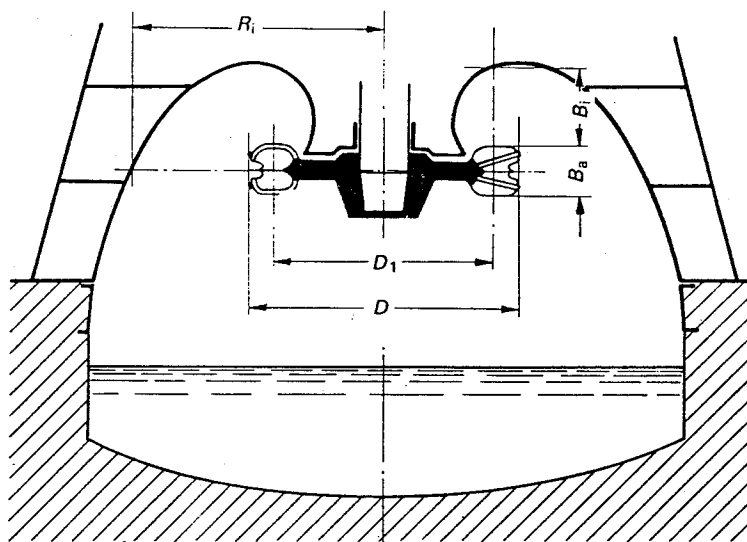
12.1.3 Incertitude de mesure

Si des corrections appropriées sont effectuées sur les transformateurs de mesure, l'incertitude systématique résultante f_P sur la mesure de la puissance mécanique de la machine est de l'ordre de $\pm 0,5\%$ à $\pm 1\%$, selon les conditions de mesure.

12.2 Méthode directe de mesure de la puissance

La méthode directe de mesure de la puissance sur l'arbre d'une machine hydraulique, au moyen de dispositifs de mesure du couple et de la vitesse, est plutôt adaptée aux petits groupes. Cependant elle peut devoir être utilisée pour des machines hydrauliques qui ne sont pas couplées directement à des machines électriques.

Il est nécessaire de mesurer la vitesse de rotation de la machine avec la précision appropriée (voir article 13).



IEC 432/91

Figure 59 – Dimensions of the housing for Pelton turbines with vertical runner axis

12.1.2.4 Power supplied to any directly driven auxiliary machine, P_e , and to the auxiliary equipment of the hydraulic machine if contractually foreseen as chargeable to it, P_f

If significant, the power absorbed by the various cooling pumps, governor, etc., driven by electric motors shall be determined by measuring the electrical power used by the motors. In more difficult cases, the power absorbed by pumps shall be estimated by measuring their discharge and specific hydraulic energy, taking into account their overall efficiency, as obtained, for instance, by test-stand results. Power absorbed by other accessories may in most cases be estimated, in view of their small magnitude.

12.1.3 Uncertainty of measurement

If proper correction is made for the measuring transformers, the resulting systematic uncertainty f_p of the measurement of the mechanical power of the machine is in the order of $\pm 0,5\%$ to $\pm 1\%$, depending on the measuring conditions.

12.2 Direct method of power measurement

The direct method of measuring power on the hydraulic machine shaft by means of devices measuring torque and speed is more suited to small units. It may have to be used, however, for hydraulic machines which are not directly coupled to electric machines.

It is necessary to measure the rotational speed of the machine with adequate accuracy (see Clause 13).

12.2.1 Mesurage au moyen d'un frein (mécanique, hydraulique ou électrique*)

Ces mesurages nécessitent la détermination précise des grandeurs suivantes:

- vitesse de rotation de l'arbre;
- longueur du bras de levier du frein;
- poids de tare dû au levier du frein;
- force sur le levier du frein.

Le frein doit être monté de manière à minimiser les poussées axiales ou latérales sur l'arbre et ses paliers. La puissance absorbée par frottement dans ces paliers, due au surplus de charge, ne peut être imputée à la machine hydraulique mais doit lui être créditée pour le calcul de la puissance. Si la machine est à arbre vertical, le frein doit être suspendu de manière à ne pas imposer d'efforts de flexion à l'arbre.

On doit veiller à ce que la circulation du liquide de refroidissement du frein n'induisse pas de couple parasite; si c'était le cas, ce couple devrait être pris en considération dans les calculs.

12.2.2 Mesurage au moyen d'un dynamomètre de torsion

Un dynamomètre de torsion (ou torsiomètre) se compose d'une longueur d'arbre dont la contrainte est mesurée par une méthode appropriée.

L'appareil doit être étalonné avant le début et à la fin de l'essai, si possible sur le site.

12.2.3 Incertitude de mesure

L'incertitude systématique résultante f_P sur la mesure de la puissance mécanique de la machine est de l'ordre de $\pm 0,8\%$ à $\pm 1,3\%$, suivant les systèmes et les conditions de mesure.

12.3 Pertes dans les paliers

Les pertes dans tous les paliers devraient être mesurées par la méthode calorimétrique, selon la CEI 34-2A. Cependant si cela n'est pas possible, ces pertes peuvent être calculées en première approximation, comme exposé dans les paragraphes suivants, si la température et la viscosité de l'huile sont connues. D'autres méthodes (par exemple la méthode Raimondi pour les pertes dans les butées) existent et peuvent être appliquées**.

* Voir également la CEI 193.

** Standard handbook of lubrication engineering, McGraw-Hill Book Company, New York, 1968.

Calculation methods for steadily loaded pressure fed hydrodynamic journal bearings, Engineering Science Data N.66023, I.Mech.E., London.

12.2.1 *Measurement by means of a brake (mechanical, hydraulic or electrical*)*

These measurements require the accurate determination of the following quantities:

- rotational speed of the shaft;
- length of the brake lever;
- tare weight of the brake lever;
- force on the brake lever.

The brake shall be mounted in such a way as to minimize axial or lateral thrust on the shaft and bearings. The power absorbed by friction in these bearings, because of the existence of such loads, cannot be charged against the hydraulic machine but shall be placed to its credit in calculating power. If the hydraulic machine has a vertical shaft, the brake shall be suspended so as not to impose any bending stress on the shaft.

Care shall be taken to ensure that the brake cooling fluid does not cause a parasitic torque reaction; should it do so, it shall be taken into account in the calculations.

12.2.2 *Measurement by means of a torsion dynamometer*

A torsion dynamometer (or torsion tube) comprises a length of shafting whose strain is measured by some convenient method.

The apparatus must be calibrated before the start and at the end of the test, if possible in situ.

12.2.3 *Uncertainty of measurement*

The resulting systematic uncertainty f_p of the measurement of the mechanical power of the machine is in the order of $\pm 0,8\%$ to $\pm 1,3\%$, depending on the measuring systems and conditions.

12.3 *Bearing losses*

The losses in all the bearings should be measured by the calorimetric method in accordance with IEC 34-2A. However, if it is not possible, these losses may be calculated as a first approximation as explained in the following sub-clauses, if the temperature and the viscosity of oil are known. Other methods exist (e.g. Raimondi method for thrust bearing losses) and can be applied**.

* See also IEC 193.

** Standard handbook of lubrication engineering, McGraw-Hill Book Company, New York, 1968.

Calculation methods for steadily loaded pressure fed hydrodynamic journal bearings, Engineering Science Data N.66023, I.Mech.E., London.

12.3.1 *Calcul des pertes dans la butée*

La butée est chargée conjointement par la composante axiale du poids des différentes machines (hydraulique(s) et électrique) et des arbres, et par les poussées hydrauliques (voir 12.1.2.2.2).

Pour une butée à patins ayant:

- un diamètre extérieur d_o
- un diamètre intérieur d_i

de telle manière que la largeur radiale d'un patin est de:

$$b = 0,5(d_o - d_i) \quad (m) \quad (1)$$

et que sa longueur moyenne périphérique peut être admise égale à:

$$l = \frac{0,80\pi(d_o + d_i)}{2N} \quad (m) \quad (2)$$

N étant le nombre de patins, le coefficient de frottement est donné par la formule:

$$f = k \sqrt{\frac{\mu \cdot v_m}{p_m \cdot l}}$$

où:

μ est la viscosité dynamique de l'huile (Pa·s)

v_m est la vitesse moyenne du patin ($m \cdot s^{-1}$)

$$v_m = \frac{\pi n(d_o + d_i)}{2}$$

p_m est la pression spécifique moyenne sur la butée (Pa):

$$p_m = \frac{F_{AE} + F_{AP} + F_{AT}}{N \cdot b \cdot l}$$

k est une constante qui dépend de la forme du patin. On peut la prendre en première approximation égale à 3,5 et elle peut varier de 2 à 4.

Les pertes par frottement correspondantes* peuvent être exprimées par:

$$P_{tb} = (F_{AE} + F_{AP} + F_{AT}) \cdot f \cdot v_m \quad (W) \quad (3)$$

* Standard handbook of lubrication engineering, McGraw-Hill Book Company, New York, 1968.

Calculation methods for steadily loaded pressure fed hydrodynamic journal bearings, Engineering Science Data N.66023, I.Mech.E., London.

12.3.1 Calculation of thrust bearing losses

The thrust bearing is loaded jointly by axial components of the weights of the different machines (hydraulic and electrical) and their shafts, and by the hydraulic thrusts (see 12.1.2.2.2).

For a bearing with segments having:

- an outside diameter d_o
- an inside diameter d_i

so that the radial width of a segment is:

$$b = 0,5(d_o - d_i) \quad (m)$$

and its tangential mean length can be assumed:

$$l = \frac{0,80\pi(d_o + d_i)}{2N} \quad (m)$$

N being the number of segments, the friction coefficient is given by the formula:

$$f = k \sqrt{\frac{\mu \cdot v_m}{p_m \cdot l}}$$

where:

μ is the dynamic viscosity of the oil (Pa·s)

v_m is the mean speed of the thrust bearing rotating element ($m \cdot s^{-1}$):

$$v_m = \frac{\pi n(d_o + d_i)}{2}$$

p_m is the average specific pressure on the thrust bearing (Pa):

$$p_m = \frac{F_{AE} + F_{AP} + F_{AT}}{N \cdot b \cdot l}$$

k is a constant depending on the shape of the segment. Its value can be considered in first approximation $k = 3.5$ and may vary from 2 to 4.

The corresponding friction losses can be expressed by*

$$P_{tb} = (F_{AE} + F_{AP} + F_{AT}) \cdot f \cdot v_m \quad (W)$$

* Standard handbook of lubrication engineering, McGraw-Hill Book Company, New York, 1968.

Calculation methods for steadily loaded pressure fed hydrodynamic journal bearings, Engineering Science Data N.66023, I.Mech.E., London.

12.3.2 Calcul des pertes dans les paliers-guides

Les formules suivantes sont applicables à des paliers non chargés.

a) Palier lisse

$$P_{gb} = \frac{1,6 \cdot \mu (60n)^2 \cdot d^3 \cdot l}{\delta} \cdot 10^{-2} = 58 \cdot \frac{\mu \cdot n^2 \cdot d^3 \cdot l}{\delta} \quad (W)$$

où:

- μ est la viscosité dynamique de l'huile (Pa·s)
- n est la vitesse de rotation (s^{-1})
- d est l'alésage du palier (m)
- l est la longueur axiale du palier (m)
- δ est le jeu diamétral total (m)

b) Palier à patins

$$P_{gb} = k \cdot \frac{N \cdot \mu (60n)^2 \cdot d^2 \cdot l \cdot b}{\delta} \cdot 10^{-3} = k \cdot 3,6 \cdot \frac{N \mu n^2 \cdot d^2 \cdot l \cdot b}{\delta} \quad (W)$$

où:

- k est une constante dépendant de la géométrie du patin, qui peut être prise en première approximation entre 4 et 7,8.
- N est le nombre de patins
- μ est la viscosité dynamique de l'huile (Pa·s)
- n est la vitesse de rotation (s^{-1})
- d est l'alésage du palier (m)
- l est la longueur circonférentielle du patin = $\frac{0,80 \cdot \pi \cdot d}{N}$ (m)
- b est la longueur axiale du patin (m)
- δ est le jeu diamétral total (m)

12.3.3 Mesurage de la poussée hydraulique

Le poids des parties en rotation et la poussée hydraulique sont normalement donnés par le constructeur.

La poussée hydraulique peut être déterminée en mesurant la déformation axiale d'un élément de support de l'arbre.

La courbe caractéristique de la poussée en fonction de la déformation peut être déterminée par le calcul. Elle peut être vérifiée en appliquant une charge connue sur la butée, et en mesurant le déplacement de l'arbre par rapport à un point fixe, en général situé sur la fondation de la machine. L'incertitude d'une telle mesure est d'environ $\pm 20\%$ de la charge connue. Pour les machines à axe vertical, une méthode pratique d'étalonnage est de mesurer le déplacement axial de l'arbre quand le poids connu des parties tournantes est chargé sur la butée.

Dans le cas d'une butée à équilibrage hydraulique, la poussée hydraulique peut être mesurée directement à partir de la pression dans les chambres d'équilibrage.

La mesure de la poussée hydraulique est utile pour estimer les parts de pertes imputables respectivement à la machine électrique et à la machine hydraulique (voir 12.1.2.2.2).

12.3.2 Calculation of guide bearing losses

The following formulae are applicable for unloaded bearings.

a) Journal bearing:

$$P_{gb} = \frac{1,6 \cdot \mu (60n)^2 \cdot d^3 \cdot l}{\delta} \cdot 10^{-2} = 58 \cdot \frac{\mu \cdot n^2 \cdot d^3 \cdot l}{\delta} \quad (W)$$

where:

- μ is the dynamic viscosity of the oil (Pa·s)
- n is the rotational speed (s⁻¹)
- d is the diameter of the bearing (m)
- l is the axial length of the bearing (m)
- δ is the total diametrical clearance (m)

b) Segment bearing

$$P_{gb} = k \cdot \frac{N \cdot \mu (60n)^2 \cdot d^2 \cdot l \cdot b}{\delta} \cdot 10^{-3} = k \cdot 3,6 \cdot \frac{N \mu n^2 \cdot d^2 \cdot l \cdot b}{\delta} \quad (W)$$

where:

- k is a constant depending on the shape of the segment and can be considered in first approximation to range between 4 and 7,8
- N is the number of the segments
- μ is the dynamic viscosity of the oil (Pa·s)
- n is the rotational speed (s⁻¹)
- d is the diameter of the bearing (m)
- l is the circumferential length of the segment = $\frac{0,80 \cdot \pi \cdot d}{N}$ (m)
- b is the axial length of the segment (m)
- δ is the total diametrical clearance (m)

12.3.3 Hydraulic thrust measurement

Usually the weight of the rotating parts and the hydraulic thrust are given by the manufacturer.

The hydraulic thrust may be determined by measuring the axial deflection of a shaft supporting element.

The characteristic curve of thrust versus deflection may be determined by calculation. It may be checked by applying a known load to the thrust bearing and measuring the shaft deflection relative to a fixed point, usually located on some part of the machine foundation. The uncertainty of such a measurement is about $\pm 20\%$ of the known load. With vertical shaft machines, a convenient method of calibration is to measure the axial shaft displacement when the known weight of all the rotating parts is placed on the thrust bearing.

In the case of a hydraulically balanced thrust bearing, the hydraulic thrust can be measured directly through the pressure in the balancing chambers.

The measurement of the hydraulic thrust is an aid in estimating the losses chargeable separately to the electrical and hydraulic machines (see 12.1.2.2.2).

13. Vitesse de rotation

13.1 Généralités

Les caractéristiques de fonctionnement de la machine hydraulique varient avec la vitesse de rotation (voir 6.1.2). Celle-ci doit donc être mesurée avec la précision appropriée.

13.2 Mesurage de la vitesse dans la détermination directe de la puissance

Quand la puissance est déterminée par la méthode directe (voir 12.2), la vitesse de rotation doit être mesurée, par exemple, au moyen d'un tachymètre étalonné ou d'un compteur électronique. Le mesurage de la vitesse doit être fait sans aucun glissement par rapport à l'arbre de la machine hydraulique.

13.3 Mesurage de la vitesse dans la détermination indirecte de la puissance

Quand la puissance est déterminée par la méthode indirecte (voir 12.1), et que la vitesse de rotation est mesurée par les mêmes méthodes que pour la mesure directe de la puissance (voir 13.2), il y a lieu que la mesure soit faite avec le même soin.

Il est permis d'utiliser le fréquencesmètre du tableau de commande d'une machine synchrone pour déterminer la vitesse si les conditions suivantes sont satisfaites:

- la puissance du système doit être constante;
- la résolution du fréquencesmètre doit être de 0,1% de la fréquence du réseau;
- le fréquencesmètre doit être comparé à un instrument d'une précision appropriée.

Quand la machine hydraulique est accouplée à une machine électrique asynchrone, la vitesse de rotation peut être mesurée avec les appareils ci-dessus ou déduite de la fréquence du réseau mesurée et du glissement mesuré de la machine électrique par la relation suivante:

$$n = \frac{2}{i} \cdot \left(f - \frac{m}{\Delta t} \right) \quad (\text{s}^{-1})$$

où:

i est le nombre de pôles de la machine électrique

f est la fréquence du réseau mesurée (Hz)

m est le nombre d'images observées en éclairage stroboscopique synchronisé sur la fréquence du réseau, pendant la durée $\Delta t(\text{s})$

13.4 Incertitude de mesure

La part systématique de l'incertitude de mesure, estimée pour un niveau de confiance de 95%, vaut:

- pour un tachymètre: de $\pm 0,2 \%$ à $\pm 0,4 \%$;
- pour un compteur électronique et autre appareil de précision: inférieure à $\pm 0,2 \%$.

13. Rotational speed

13.1 General

The performance of a hydraulic machine is a function of the rotational speed (see 6.1.2). Therefore the rotational speed must be measured with the required accuracy.

13.2 Speed measurements in the case of direct measurement of power

When the power is determined by the direct method (see 12.2), the rotational speed must be measured, for example, by means of a calibrated tachometer or electronic counter. The measurement of speed must be made without any slip relative to the hydraulic machine shaft.

13.3 Speed measurements in the case of indirect measurement of power

When the power is determined by the indirect method (see 12.1) and the rotational speed is measured with the same methods as for direct measurement of power (see 13.2), the same care should be used in measurement.

It is permitted to measure the speed of a synchronous machine by means of the switchboard frequency meter under the following conditions:

- the system load must be steady;
- the resolution of the frequency meter must be 0,1% of the grid frequency;
- the frequency meter must be checked against a suitable precision instrument.

When the hydraulic machine is coupled to an asynchronous electrical machine, the rotational speed can be measured by the above mentioned devices or can be calculated from the measured grid frequency and from the measured slip of the electrical machine by the following formula:

$$n = \frac{2}{i} \cdot \left(f - \frac{m}{\Delta t} \right) \quad (\text{s}^{-1})$$

where:

i is the number of poles of the electrical machine

f is the measured grid frequency (Hz)

m is the number of images counted with a stroboscope synchronized with the grid during the time interval Δt (s)

13.4 Uncertainty of measurements

The estimated systematic uncertainty at 95% confidence level is:

- for tachometer: $\pm 0,2\%$ to $\pm 0,4\%$;
- for electronic counter and other precision devices: less than $\pm 0,2\%$.

14. Méthode thermodynamique de mesurage du rendement

14.1 Généralités

14.1.1 Principe de la méthode

La méthode thermodynamique applique le principe de la conservation de l'énergie (première loi de la thermodynamique) à l'échange d'énergie entre l'eau et la roue qu'elle traverse.

L'énergie mécanique massique à la roue, telle que définie en 2.3.6.3, peut être déduite des grandeurs mesurées (pression, température, vitesse, niveau) et des propriétés thermodynamiques de l'eau.

L'emploi de l'énergie mécanique massique, et de l'énergie hydraulique massique telle que définie en 2.3.6.2, dispense du mesurage du débit pour déterminer le rendement.

14.1.2 Sujets exclus et restrictions

Les défauts d'uniformité des grandeurs mesurées dans les sections de référence haute et basse pression, les possibilités des appareillages de mesure et l'importance relative des termes correctifs, résultant de l'imperfection des conditions de mesure, limitent l'emploi de la méthode au domaine des énergies hydrauliques massiques supérieures à $1000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ (hauteurs de chute ou de refoulement nettes, supérieures à 100 m). Cependant cette limite pourrait être abaissée au-dessous de cette valeur dans des conditions très favorables et sous réserve d'une analyse particulière des incertitudes de mesure.

14.1.3 Appareillage de mesurage

Les aspects technologiques de l'appareillage ont été traités d'une façon générale, les appareillages actuellement utilisés étant très diversifiés et pouvant être déclassés à l'avenir. Par suite de cette diversité, aucun d'entre eux n'est présenté en détail.

Il importe seulement que l'instrumentation satisfasse aux exigences de la présente norme (précision, échange thermique, etc.).

14.2 Rendement et énergie mécanique massique

Les rendements d'une turbine ou d'une pompe sont définis en 2.3.9.1, 2.3.9.2 et 2.3.9.3. Suivant 2.3.9.1, le rendement hydraulique s'écrit:

$$\text{pour les turbines:} \quad \eta_h = P_m / P_h = \frac{E_m}{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}$$

$$\text{pour les pompes:} \quad \eta_h = P_h / P_m = \frac{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}{E_m}$$

La méthode thermodynamique permet le mesurage direct de l'énergie mécanique massique E_m .

L'énergie mécanique massique E_m représente l'énergie massique échangée entre l'eau et la roue. Par définition, E_m est lié à P_m (voir 2.3.8.4 et figure 9) par:

$$P_m = (\rho Q)_1 E_m$$

14. Thermodynamic method for measuring efficiency

14.1 General

14.1.1 Principle

The thermodynamic method results from the application of the principle of conservation of energy (first law of thermodynamics) to a transfer of energy between water and the runner/impeller through which it is flowing.

The specific mechanical energy at the runner/impeller defined as in 2.3.6.3 may be determined by measurement of the performance variables (pressure, temperature, velocity and level) and from the thermodynamic properties of water.

To establish the efficiency, the need to measure the discharge is eliminated by using the specific mechanical energy together with the specific hydraulic energy, as defined in 2.3.6.2.

14.1.2 Excluded topics and limitations

Due to the lack of uniformity in values measured at the reference sections of the machines, the limitations of measuring equipment and the relatively high magnitude of the corrective terms originating from the imperfect measuring conditions, the range of application of this method is limited and can only be used for specific hydraulic energies in excess of $1000 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$ (heads in excess of 100 m). However, under highly favourable conditions, the range could be extended to cover lower specific hydraulic energies (heads) subject to an analysis of the accuracy of the measurements.

14.1.3 Instrumentation

The technological aspects of the instrumentation have been dealt with in a general way, taking into account the fact that the apparatus presently available varies widely and may possibly become obsolete in the future. Because of this diversity none of them is described in detail.

The only requirements of instruments are that they satisfy the conditions stipulated in this standard (accuracy, heat exchange, etc.).

14.2 Efficiency and specific mechanical energy

The efficiencies of machines are defined in 2.3.9.1, 2.3.9.2 and 2.3.9.3. In 2.3.9.1 the hydraulic efficiency is written:

$$\text{for turbines:} \quad \eta_h = P_m / P_h = \frac{E_m}{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}$$

$$\text{for pumps:} \quad \eta_h = P_h / P_m = \frac{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m}{E_m}$$

The thermodynamic method allows direct measurement of the specific mechanical energy E_m .

The specific mechanical energy E_m deals with the specific energy exchanged between the water and the runner/impeller. By definition E_m is related to P_m (see 2.3.8.4 and Figure 9) by:

$$P_m = (\rho Q)_1 E_m$$

Quand aucun débit auxiliaire n'est injecté ou soutiré entre les sections de référence haute et basse pression, E_m se calcule par:

$$E_m = E_{1-2} = \bar{a}(p_{\text{abs}1} - p_{\text{abs}2}) + \bar{c}_p(\Theta_1 - \Theta_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)^*$$

- En pratique, les grandeurs sont mesurées en 11 et en 21 dans des enceintes de mesure (voir 14.3.1).
- Les valeurs moyennes de a et c_p doivent alors être déterminées pour:

$$\frac{p_{\text{abs}11} + p_{\text{abs}21}}{2} \quad \text{et} \quad \frac{\Theta_{11} + \Theta_{21}}{2}$$

- Certains termes correctifs (imperfection des conditions de mesure, phénomènes secondaires, etc.) définis en 14.6, doivent être pris en compte. Ils sont représentés par δE_m .

L'expression pratique de E_m est ainsi:

$$E_m = E_{11-21} = \bar{a}(p_{\text{abs}11} - p_{\text{abs}21}) + \bar{c}_p(\Theta_{11} - \Theta_{21}) + \frac{v_{11}^2 - v_{21}^2}{2} + g(z_{11} - z_{21}) + \delta E_m \quad (1)$$

Si un débit auxiliaire est injecté ou soutiré entre les sections de mesurage haute et basse pression (par exemple quand tout ou partie des pertes P_{Lm} , voir 2.3.8.5, sont évacuées par un débit auxiliaire), le bilan des puissances injectées ou soutirées permet de calculer la valeur de E_m , conformément à la relation générale. Des exemples sont donnés dans l'annexe H.

Comme le rendement de la machine (voir 2.3.9.3) s'écrit $\eta = \eta_h \cdot \eta_m$, il doit être calculé en tenant compte de toutes les pertes mécaniques propres à la machine hydraulique.

14.3 Méthodes de mesurage de l'énergie mécanique massique

14.3.1 Prescriptions générales

En raison des difficultés à les mesurer directement dans l'écoulement, les grandeurs définissant E_m peuvent être mesurées dans des enceintes spécialement aménagées pour le mesurage de la température et de la pression (voir figure 60 et 14.4.1.1). Lorsque les sections de mesurage sont sous pression, le procédé consiste à soutirer un débit d'échantillonnage généralement compris entre 0,1 et $0,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ par une prise dynamique. L'eau ainsi soutirée est amenée à l'enceinte de mesurage par une conduite calorifugée, de telle sorte que les échanges de chaleur avec l'extérieur, estimés selon le procédé décrit en 14.4.1.1, donnent lieu à une correction qui ne dépasse pas la limite fixée en 14.6.3. Pour être satisfaisant, cet échantillonnage doit respecter les recommandations relatives aux points de soutirage, données en 14.5.1.

* La théorie de la méthode thermodynamique pour la mesure du rendement est basée sur les lois de la thermodynamique qui utilisent la température thermodynamique Θ , en kelvin (K). Dans le cas de différences de température, la température peut être directement exprimée en degrés Celsius ($^{\circ}\text{C}$), car $\vartheta_1 - \vartheta_2 = \Theta_1 - \Theta_2$ (voir 2.3.3.2).

If no auxiliary discharge is added or subtracted between the reference sections, E_m is calculated by:

$$E_m = E_{1-2} = \bar{a}(p_{\text{abs}1} - p_{\text{abs}2}) + \bar{c}_p(\Theta_1 - \Theta_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2)^*$$

- In practice the quantities are measured at the places 11 and 21 in measuring vessels (see 14.3.1).
- The mean values of a and c_p correspond then to:

$$\frac{p_{\text{abs}11} + p_{\text{abs}21}}{2} \quad \text{and} \quad \frac{\Theta_{11} + \Theta_{21}}{2}$$

- Certain corrective terms (imperfect measurement conditions, secondary phenomena, etc.) defined in 14.6 must be taken into consideration. They are indicated by δE_m .

The practical expression of E_m is therefore:

$$E_m = E_{11-21} = \bar{a}(p_{\text{abs}11} - p_{\text{abs}21}) + \bar{c}_p(\Theta_{11} - \Theta_{21}) + \frac{v_{11}^2 - v_{21}^2}{2} + g(z_{11} - z_{21}) + \delta E_m \quad (1)$$

If an auxiliary discharge is added or subtracted between the high and low pressure measuring sections (e.g. when all or part of the loss P_{Lm} , see 2.3.8.5, is removed by an auxiliary discharge), a balance of power, added or subtracted, allows the computation of the value of E_m in agreement with the general equation. Examples are given in Appendix H.

As the efficiency of the machine (see 2.3.9.3) is $\eta = \eta_h \cdot \eta_m$, it shall be calculated taking into account all the mechanical losses chargeable to the hydraulic machine.

14.3 Procedure for measurement of specific mechanical energy

14.3.1 General

Due to the difficulties inherent in measuring directly in the main flow, the quantities defining E_m may be measured in specially designed vessels with tapplings for the determination of temperature and pressure (see Figure 60 and 14.4.1.1). When the measuring sections are under pressure, the procedure consists of extracting a sample discharge, generally of between 0,1 and $0,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, by a "total head" probe. The water thus extracted is led to the measuring vessel through an insulated pipe to ensure that the heat exchange with the exterior, estimated in accordance with the procedure detailed in 14.4.1.1, does not exceed the limit of corrections fixed in 14.6.3. This sampling is valid if the recommendations given in 14.5.1, regarding extraction points, are followed.

* The theory of the thermodynamic method for measuring efficiency is based on the thermodynamic laws using the thermodynamic temperature Θ in kelvin (K). In the case of temperature differences the temperature can be directly expressed in degrees Celsius ($^{\circ}\text{C}$) as $\vartheta_1 - \vartheta_2 = \Theta_1 - \Theta_2$ (see 2.3.3.2).

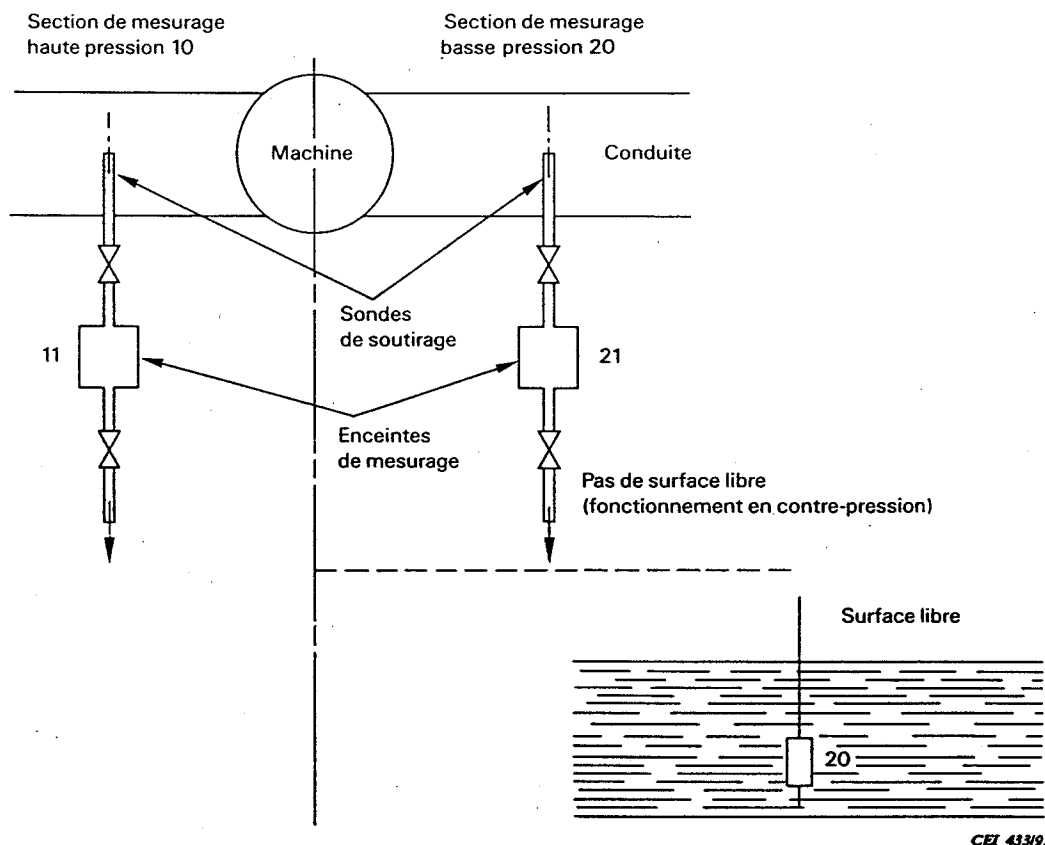


Figure 60 – Disposition schématique générale des enceintes de mesure

Quand la section de mesure basse pression est à la pression atmosphérique, le capteur thermométrique est plongé directement dans le canal de fuite.

Quand la section de mesure basse pression est à une pression supérieure à la pression atmosphérique (fonctionnement en contre-pression), il peut être utile selon le mode opératoire choisi, de détendre l'eau dans l'enceinte de mesure.

Les termes de la relation (1) contenant la pression et la température peuvent être déterminés selon l'un des modes opératoires décrits ci-dessous, qui sont des variantes de mise en œuvre de la méthode. Il convient d'effectuer le choix entre eux en considérant les caractéristiques de la machine et les qualités des appareils disponibles.

Les vitesses v_{11} et v_{21} sont mesurées dans les enceintes de mesure.

Les niveaux z_{11} et z_{21} sont ceux du centre de gravité des enceintes de mesure. Les valeurs des pressions sont exprimées par référence à ces niveaux. Pratiquement, lorsque la différence entre le niveau du centre de gravité des enceintes de mesure et le niveau de référence du manomètre ne dépasse pas 3 m, il est acceptable de rapporter les niveaux et les pressions aux niveaux de référence des manomètres.

Les termes correctifs réunis sous δE_m sont détaillés en 14.6.

Lorsqu'on utilise plusieurs points de mesure dans l'une ou l'autre des sections de mesure, les valeurs du rendement seront déterminées en associant séparément chacun de ces points. Si la différence entre deux quelconques de ces valeurs du rendement est inférieure à 1,5%, on prendra comme valeur du rendement de la machine la moyenne des valeurs individuelles ainsi mesurées. Dans le cas contraire, on procédera comme il est indiqué en 14.5.4.

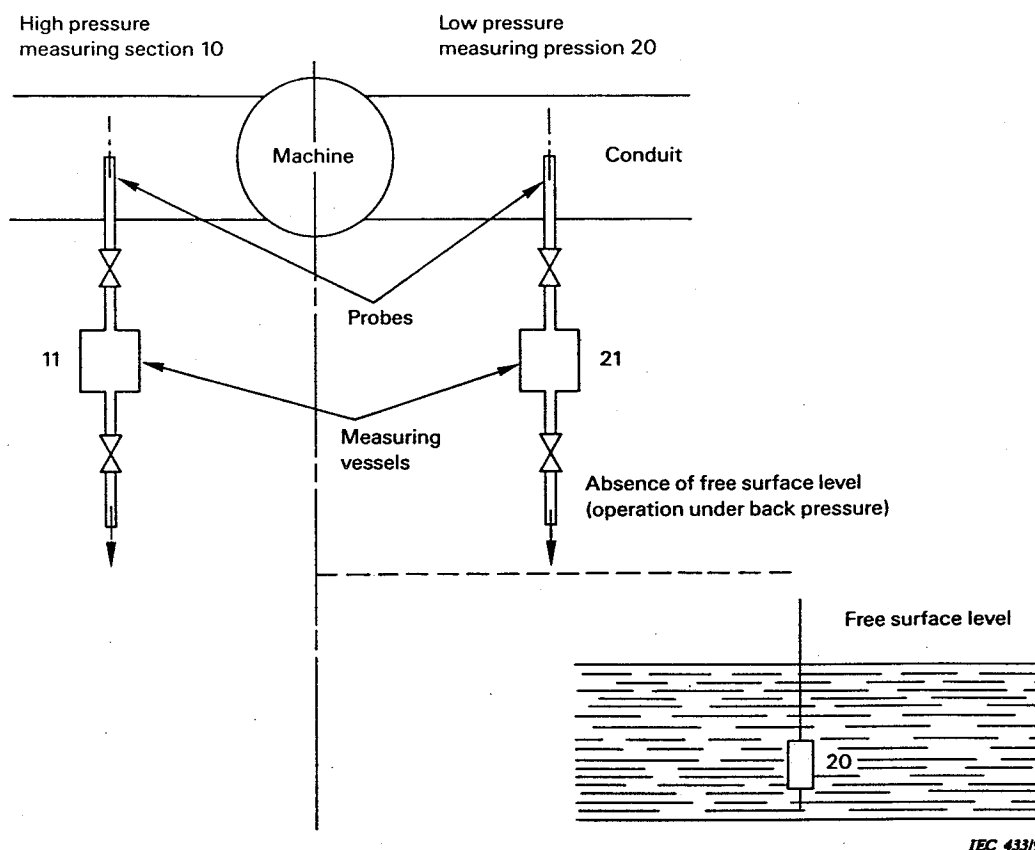


Figure 60 – General schematic diagram of measuring vessels

For the case where the low pressure side section is at atmospheric pressure, the temperature sensor is placed directly in the tailrace.

For the case where the low pressure side section is at a pressure higher than atmospheric pressure (operation under back-pressure), it may be useful, depending upon the selected operating procedure, to reduce water pressure within the measuring vessel.

The pressure and temperature terms in equation (1) may be determined by one of the two operating procedures described below which are practical variations of the method. The selection of operating procedure should be based upon the machine characteristics and quality of measuring apparatus available.

The velocities v_{11} and v_{21} are measured in the vessels.

The levels z_{11} and z_{21} are those of the middle points of the measuring vessels. Pressure values are expressed with reference to these levels. In practice, provided the difference in level between the mid-point of the measuring vessels and the reference point of the manometers does not exceed 3 m, it may be permissible to refer the levels and pressures to the reference point of the manometers.

For the corrective terms determining δE_m see 14.6.

When more than one measuring point is being used at any measuring section, the values of efficiency will be determined from individual connections between individual tappings. If the difference between any two individual values of efficiency is less than 1,5%, the value of the machine efficiency is taken as the mean of the individually measured values. Otherwise proceed as described in 14.5.4.

14.3.2 Mode opératoire direct

Ce mode est caractérisé par un passage direct de l'eau de la conduite du côté haute pression de la machine à l'enceinte de mesurage, réalisé avec la plus faible détente possible. Les termes de pression et de température dans l'expression (1) de E_m se déterminent comme suit:

$\bar{a}(p_{\text{abs}11} - p_{\text{abs}21})$ nécessite des manomètres ou des capteurs de grande exactitude. Le tableau EV de l'annexe E donne les valeurs de a .

$\bar{c}_p(\Theta_{11} - \Theta_{21})$ demande des thermomètres de grande exactitude (voir 14.4.1.3). Le tableau EVI de l'annexe E donne les valeurs de c_p .

Les thermomètres doivent être préalablement étalonnés (voir 14.3.4). Quand ce mode opératoire est utilisé, le mode opératoire par détente partielle (voir 14.3.3) sera appliqué pour un point d'essai ou le thermomètre sera étalonné sur place à titre de contrôle.

$(p_{\text{abs}11} - p_{\text{abs}21})$ et $(\Theta_{11} - \Theta_{21})$ doivent être mesurés simultanément et à des intervalles de temps réguliers.

Le domaine d'utilisation de ce mode opératoire est général.

14.3.3 Mode opératoire par détente partielle

Un organe de détente est placé dans le circuit de soutirage entre la conduite du côté haute pression et son enceinte de mesurage. Le réglage de cet organe de détente doit être très progressif et stable pour pouvoir, par détente partielle, rendre égales les températures de l'eau mesurées dans les enceintes de mesurage, haute et basse pression, ou directement dans l'aspirateur.

Dans la relation (1), le terme $\bar{c}_p(\Theta_{11} - \Theta_{21})$ est alors nul et la détermination de E_m comporte essentiellement la détermination de $(p_{\text{abs}11} - p_{\text{abs}21})$ avec des manomètres ou des capteurs de grande exactitude.

Les thermomètres doivent être extrêmement sensibles et fidèles (voir 14.4.1.3). Ils servent à observer l'égalité des températures.

Pratiquement, il est souhaitable de déterminer la relation qui lie $(\Theta_{11} - \Theta_{21})$ à $(p_{\text{abs}11} - p_{\text{abs}21})$ par une méthode graphique ou mathématique (comme la régression linéaire, en utilisant un calculateur de poche).

14.3.2 Direct operating procedure

This is characterized by the direct passage of water from the penstock at the high pressure side of the machine to the measuring vessel with a minimum of expansion. The pressure and temperature terms for E_m in equation (1) may be determined as follows:

$\bar{a}(p_{abs11} - p_{abs21})$	requires pressure gauges or transducers of high accuracy. Values of α are given in Table EV of Appendix E.
$\bar{c}_p(\Theta_{11} - \Theta_{21})$	requires thermometers of high accuracy (see 14.4.1.3). Values of c_p are given in Table EVI of Appendix E.

The thermometers shall be calibrated beforehand (see 14.3.4). Whenever this procedure is adopted, the partial expansion operating procedure (see 14.3.3) for one test point or in situ calibration of the thermometer will be undertaken for checking purposes.

$(p_{abs11} - p_{abs21})$ and $(\Theta_{11} - \Theta_{21})$ are to be measured simultaneously and at regular intervals.

The range of application of this operating procedure is general.

14.3.3 Partial expansion operating procedure

An expansion valve is located in the sampling circuit between the pipe or penstock at the high pressure side and the corresponding measuring vessel. The adjustment of this valve shall be very fine and stable so that, by partial expansion, temperature equality is achieved in the measuring vessels at the high pressure and low pressure side or at the temperature sensor that is placed directly in the tailrace.

Thus, in equation (1), the term $\bar{c}_p(\Theta_{11} - \Theta_{21})$ becomes zero and the determination of E_m essentially entails the measurement $(p_{abs11} - p_{abs21})$ with pressure gauges or transducers of high accuracy.

The thermometers shall be extremely sensitive and reliable (see 14.4.1.3). Their purpose is to record temperature equality.

In practice, it is desirable to establish graphically or by mathematical methods (e.g. by linear regression with a pocket computer) the relationship between $(p_{abs11} - p_{abs21})$ and $(\Theta_{11} - \Theta_{21})$.

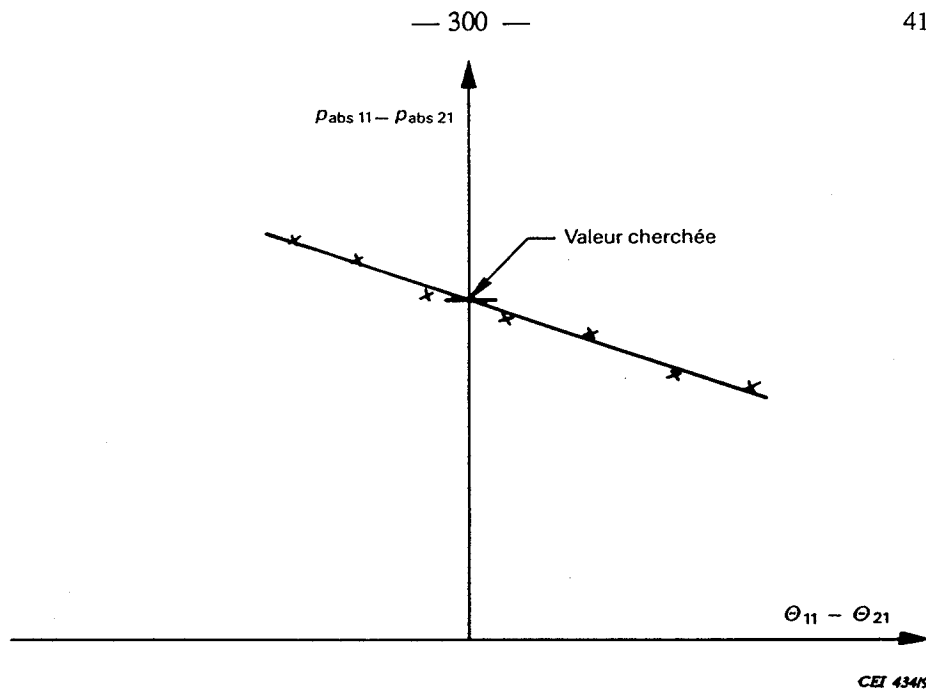


Figure 61 – Mode opératoire par détente partielle - Interpolation

CEI 434/91

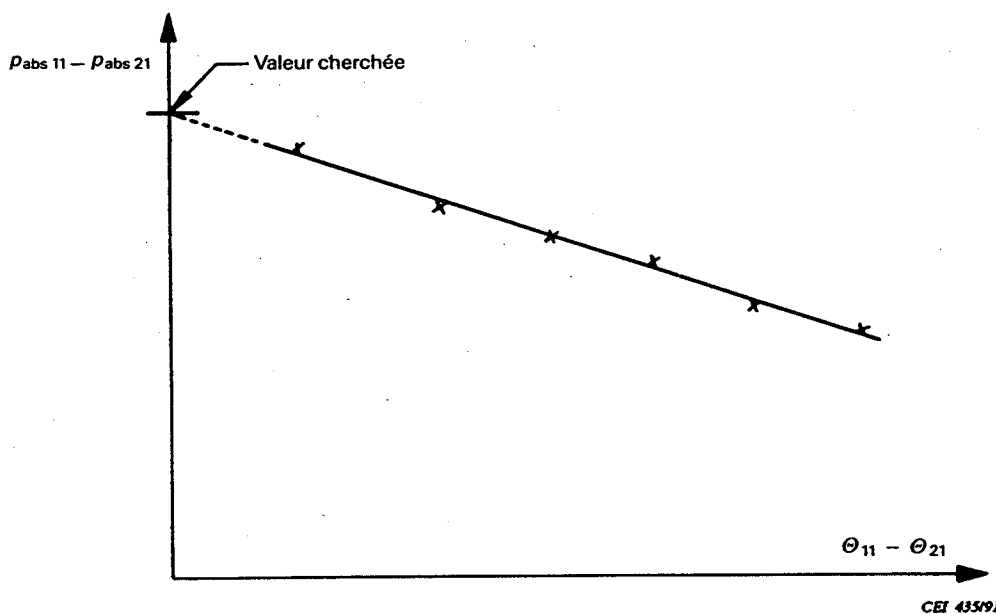


Figure 62 – Mode opératoire par détente partielle - Extrapolation

CEI 435/91

Très souvent, p_{abs21} est pratiquement constant (par exemple, pression atmosphérique) et il suffit de mesurer p_{abs11} . La valeur de la pression à utiliser dans le calcul est fournie par l'interpolation graphique ou mathématique pour la différence de température nulle (voir figure 61).

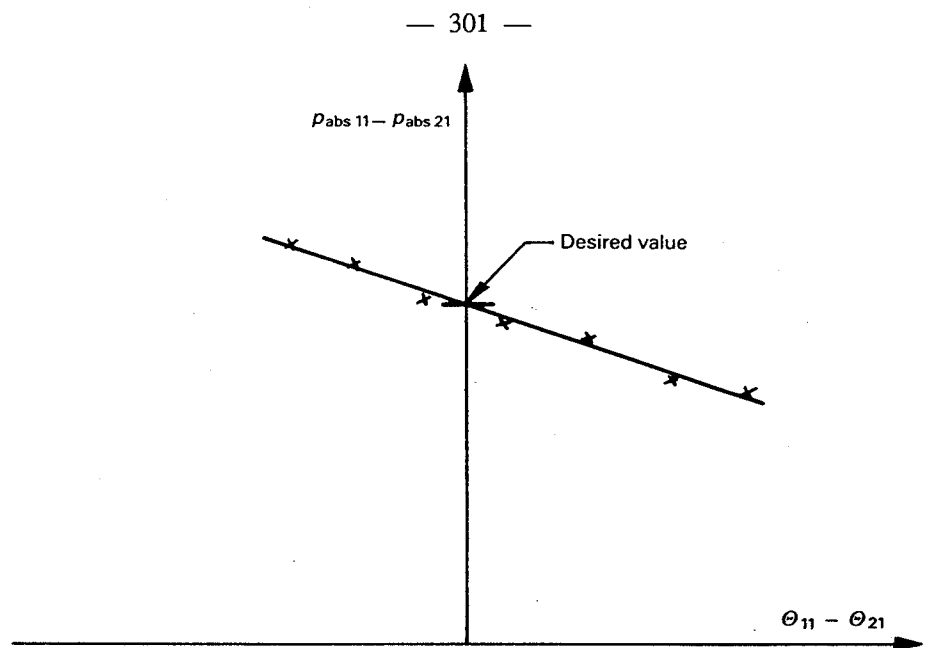


Figure 61 – Partial expansion operating procedure, interpolation

IEC 434/91

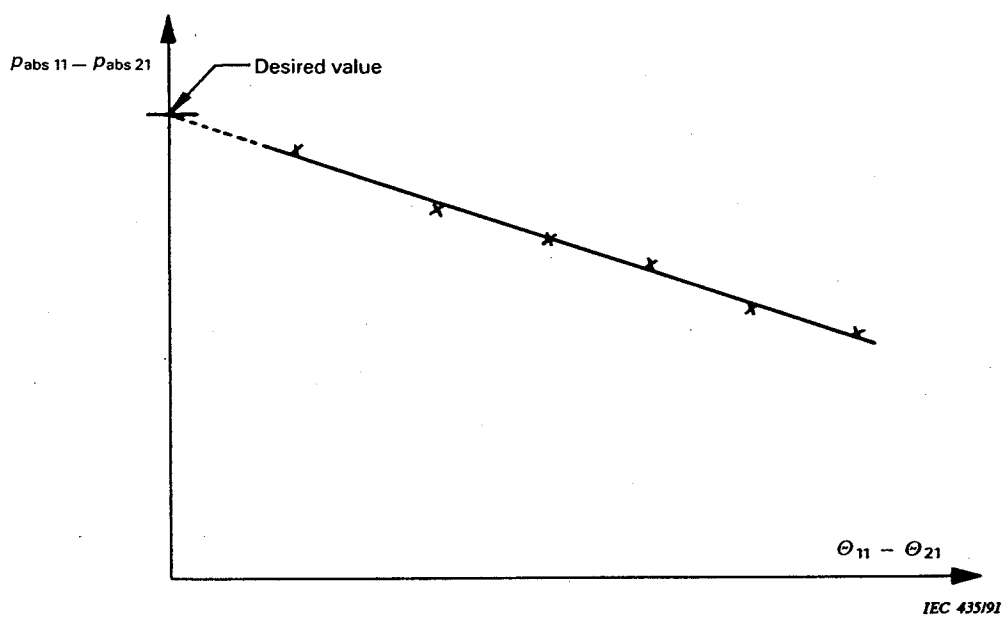


Figure 62 – Partial expansion operating procedure, extrapolation

IEC 435/91

In many cases $p_{\text{abs}21}$ is practically constant (e.g. atmospheric pressure) and only $p_{\text{abs}11}$ needs to be measured. The pressure value used for calculation is that obtained by graphical or mathematical interpolation for zero difference of temperature (see Figure 61).

Ce mode opératoire est largement utilisé, mais son domaine d'utilisation n'est pas tout à fait général:

- dans le cas des pompes, la pression du côté basse pression peut être insuffisante pour que l'eau, détendue jusqu'à la pression atmosphérique dans le circuit de mesure, atteigne au moins la température de l'eau côté haute pression;
- dans le cas des turbines, l'égalité des températures ne peut pas être atteinte, pour les rendements élevés, quand la température de l'eau est supérieure à 15 °C environ.

Dans les cas particuliers où l'égalité des températures ne peut être réalisée, une extrapolation graphique ou mathématique peut être utilisée si l'intervalle de pression intéressé par l'extrapolation est faible en comparaison du domaine exploré avec précision (voir figure 62).

La linéarité des thermomètres doit être préalablement vérifiée.

14.3.4 Etalonnage du thermomètre

Pour la mise en œuvre du mode opératoire direct décrit en 14.3.2, le thermomètre différentiel doit être étalonné.

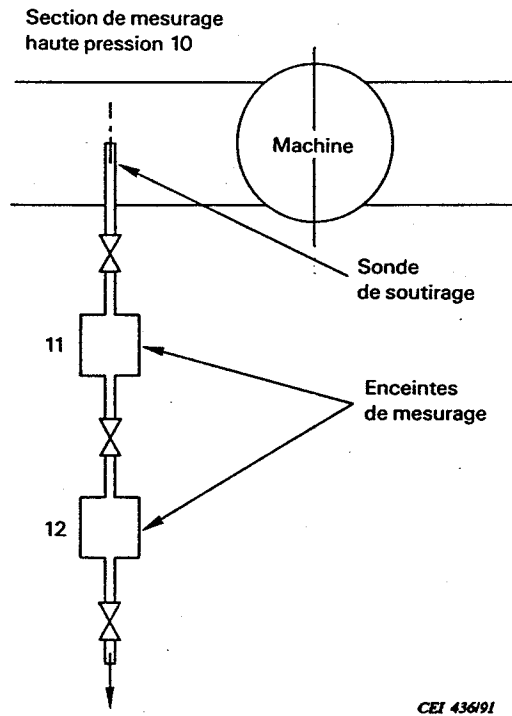


Figure 63 – Disposition schématique des enceintes de mesure pour l'étalonnage de deux thermomètres

Pour l'étalonnage, deux thermomètres ou deux capteurs thermométriques sont placés dans deux enceintes de mesure 11 et 12 (figure 63), séparées par un organe de détente et traversées par un débit d'eau soutiré de la conduite. Comme le rendement de ce détendeur est nul, le transfert d'énergie mécanique massique est nul, ce qui donne:

$$E_m = \bar{a}(p_{abs11} - p_{abs12}) + \bar{c}_p(\Theta_{11} - \Theta_{12}) + \frac{v_{11}^2 - v_{12}^2}{2} + g(z_{11} - z_{12}) = 0$$

ou

$$-(\Theta_{11} - \Theta_{12}) = \frac{\bar{a}(p_{abs11} - p_{abs12}) + (v_{11}^2 - v_{12}^2)/2 + g(z_{11} - z_{12})}{\bar{c}_p}$$

This operating procedure is widely used, but its range of application is not altogether general:

- in the case of pumps, pressure at the low pressure side may be insufficient to ensure that the temperature of water expanded to atmospheric pressure in the measuring circuit is at least equal to that of the water at the high pressure side;
- in the case of turbines, temperature equality cannot be attained at high efficiency if the water temperature exceeds about 15 °C.

In these particular cases where water temperature equality is unattainable, graphical or mathematical extrapolation may be adopted if the range of pressure concerned is small compared with the pressure range accurately measured (see Figure 62).

The linearity of the thermometers must be previously verified.

14.3.4 Thermometer calibration

For the application of the direct operating procedure described in 14.3.2, the temperature-difference thermometer must be calibrated.

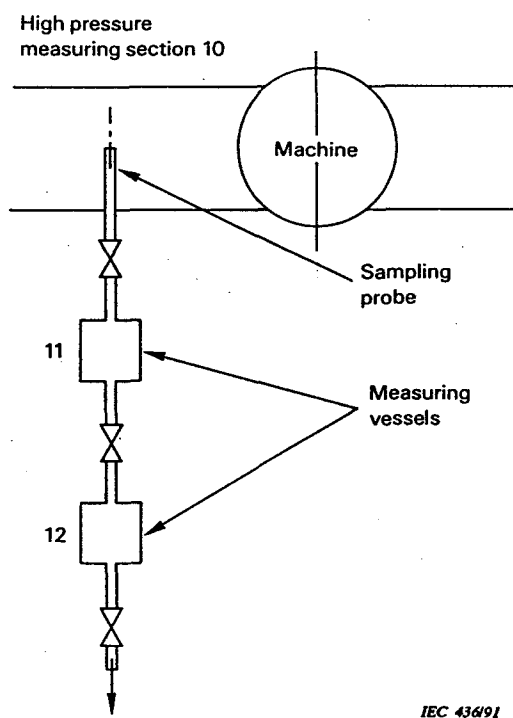


Figure 63 – Schematic diagram of measuring vessels for calibration of two thermometers

For calibration, two thermometers, or temperature sensors, for instance, are placed in two vessels, the locations 11 and 12 (Figure 63) being separated by an expansion valve through which water flows after having been withdrawn from the conduit. As the efficiency of the whole expander is zero, the transfer of specific mechanical energy is zero and:

$$E_m = \bar{a}(p_{abs11} - p_{abs12}) + \bar{c}_p(\Theta_{11} - \Theta_{12}) + \frac{v_{11}^2 - v_{12}^2}{2} + g(z_{11} - z_{12}) = 0$$

ou

$$-(\Theta_{11} - \Theta_{12}) = \frac{\bar{a}(p_{abs11} - p_{abs12}) + (v_{11}^2 - v_{12}^2)/2 + g(z_{11} - z_{12})}{\bar{c}_p}$$

On peut donc calculer la différence de température entre les deux enceintes et étalonner le thermomètre différentiel.

Le procédé exige que la détente soit progressive et stable et que les enceintes soient bien isolées de l'environnement.

L'indication du thermomètre différentiel à l'égalité des températures doit être étalonnée dans un intervalle total de 5 K incluant la température de l'eau de la conduite. Pour cela les deux capteurs thermométriques sont placés ensemble dans des bains maintenus à au moins trois températures différentes du dit intervalle.

Note. — Les propriétés de l'eau ρ , α et c_p (voir tableaux EII, EV et EVI de l'annexe E) ne sont valables que pour l'eau pure. Les matières en suspension, les sels dissous et les gaz non dissous peuvent affecter ces valeurs. Des concentrations inférieures à 0,10 g de matière en suspension et 5 cm³ de gaz non dissous par kg d'eau à la pression atmosphérique ont un effet négligeable. Dans les cas extrêmes, l'étalonnage du thermomètre peut, lui aussi, être influencé.

14.4 Appareillage

14.4.1 Mesures principales

14.4.1.1 Circuits hydrauliques de soutirage

Le soutirage de l'eau dans la conduite sera fait par une sonde fixée perpendiculairement à la conduite et pénétrant à l'intérieur. Cette sonde comportera à son extrémité un orifice parfaitement lisse, d'un diamètre égal au diamètre intérieur de la sonde et orienté vers l'amont de l'écoulement. La distance de cet orifice à la paroi intérieure de la conduite doit être au moins égale à 0,05 m.

La conception de la sonde devra éviter les vibrations et/ou les ruptures et permettre, par un marquage approprié, l'orientation correcte et le repérage de l'orifice.

Le diamètre extérieur de la sonde, à proximité de l'orifice de soutirage, pourra être compris entre 15 mm et 40 mm, le diamètre intérieur étant au moins égal à 8 mm. Le diamètre extérieur peut croître progressivement jusqu'à la paroi pour assurer une résistance mécanique suffisante, à condition de ne pas perturber sensiblement l'écoulement (voir figure 64).

Les enceintes de mesure doivent être conçues de telle sorte que la vitesse de l'eau y soit très faible et qu'un bon mélange soit réalisé avant le passage autour des gaines thermométriques. Des dispositions constructives particulières sont nécessaires pour éviter autant que possible les transferts de chaleur par les parois de ces gaines ou par les fils de connexion; par exemple, ceux-ci seront placés au contact des parois sous l'isolation thermique des enceintes.

Les organes de détente doivent assurer une grande stabilité de l'écoulement et, quand ils sont réglables, une grande continuité de la variation du débit.

L'exploration de l'écoulement dans les sections à surface libre exige un dispositif approprié, permettant de procéder selon les recommandations données en 14.5.1.2.1.

Tous les éléments "actifs" des circuits hydrauliques (tuyauteries, organes de détente, enceintes) doivent être soigneusement calorifugés, de façon que le débit soutiré s'écoule à énergie totale constante. Le procédé suivant permet de tenir compte d'éventuelles imperfections de l'isolation thermique:

- a) Etant admis, en première approximation, que le flux de chaleur échangé avec l'extérieur est constant, la valeur mesurée de l'énergie mécanique massique varie linéairement avec l'inverse du débit soutiré.
- b) La grandeur E_m doit être mesurée pour au moins trois débits de soutirage différents.
- c) Une représentation graphique de E_m , en fonction de l'inverse du débit, conduit alors, par extrapolation, à la correction qu'il faut apporter à E_m pour tenir compte de l'échange de chaleur (voir figure 65).

Le contrôle ci-dessus doit être appliqué pour tous les points de détermination du rendement. Cependant, si la correction sur le rendement est de l'ordre de 0,2 %, le nombre de points pour lesquels ce procédé doit être appliqué pourra, d'un commun accord, être réduit.

Thus, the difference in temperature between the two vessels is calculated and the temperature-difference thermometer can be calibrated.

For this procedure it is essential that the expansion should be progressive and stable and the vessels well insulated from the surroundings.

The reading of the differential thermometer for a zero temperature difference must be calibrated over a total range, which includes the water temperature in the penstock, of 5 K. For this the two thermometer probes are placed together in water baths of at least three different temperatures within this range.

Note. — The properties of the water ρ , α and c_p (see Tables EII, EV and EVI in Appendix E) are valid only for pure water. Suspended matter, dissolved salt and undissolved gas can affect these values. Contents less than 0,10 g of suspended matter and 5 cm³ of undissolved gas per kg of water at atmospheric pressure have a negligible effect. In extreme situations there also exists a certain influence on the calibration of the thermometer.

14.4 Apparatus

14.4.1 Main measurements

14.4.1.1 Sampling water circuits

Water samples from the conduit shall be taken by means of a probe fixed perpendicularly to the conduit and penetrating into the conduit. This probe shall have a perfectly smooth orifice at its end, of diameter equal to the internal diameter of the probe and pointing in an upstream direction. The distance of this orifice from the internal wall of the conduit shall be at least 0,05 m.

The probe shall be designed to avoid vibration and/or rupture and marked in such a manner that the orifice can be correctly oriented and identified.

The external diameter of the probe, in the vicinity of the sampling hole, may be in the range of 15 mm to 40 mm, the internal diameter being at least 8 mm. The external diameter may be increased gradually towards the wall in order to ensure sufficient mechanical strength, provided it does not influence the flow essentially (see Figure 64).

The measuring vessels shall be designed so that the flow velocity of the water inside is very low and good mixing occurs before the flow passes around the thermometer pockets. Particular construction arrangements are necessary to avoid, as far as possible, heat transfer at the walls of these pockets or by the connecting wires; for example, the wires shall be in contact with the wall under the insulation of the vessel.

The expansion orifices shall ensure a high degree of flow stability and, when adjustable, shall ensure steady progressive variation in discharge.

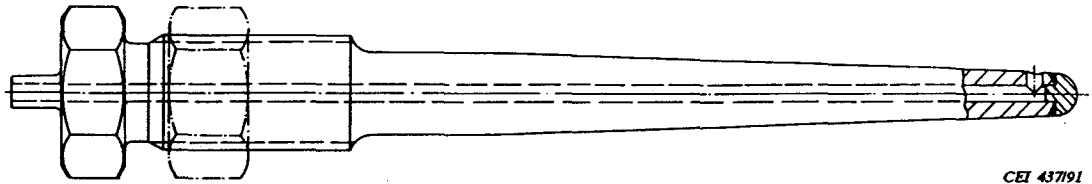
Exploration of flow in the open-channelled section requires the use of a suitable device to ensure that operating conditions are in accordance with the recommendations given in 14.5.1.2.1.

All active elements of the hydraulic circuits (pipes, expanders, vessels) shall be carefully insulated so that the sampling flow is of constant total energy. Any imperfections in the thermal insulation shall be taken into account by the following procedure:

- a) It is assumed, as a first approximation, that the rate of heat exchange with the exterior is constant. The measured value of specific mechanical energy varies linearly with the inverse value of the sampling discharge.
- b) The quantity E_m shall be measured for at least three sampling discharges.
- c) A graph of E_m as a function of the inverse of the discharge permits, by extrapolation, determination of the correction required to E_m to allow for heat transfer (see Figure 65).

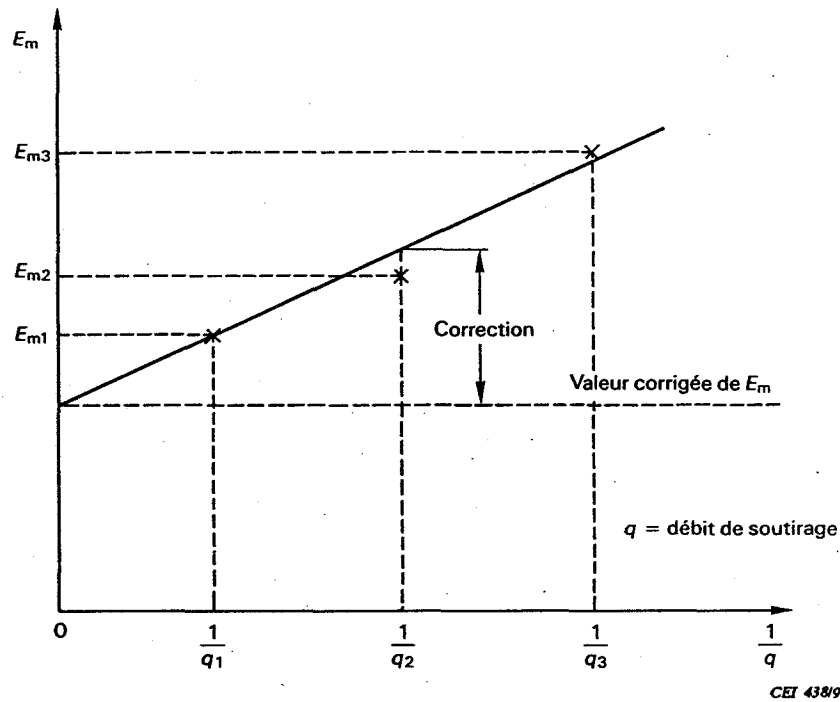
The above check shall be made for all points of the efficiency curve. However, if the correction is in the order of 0,2 % on efficiency, the number of measuring points for which these auxiliary measurements shall be made may be reduced by mutual agreement.

Comme une rupture est toujours possible, mais difficilement décelable, il est recommandé de contrôler comme suit l'état de la sonde de soutirage: le débit de soutirage étant interrompu, la pression mesurée dans l'enceinte doit être comparée à la somme de la pression mesurée en paroi de la conduite et du terme $\rho v^2/2$. Un écart important dans la comparaison ci-dessus serait anormal.



CEI 437/91

Figure 64 – Exemple d'une sonde de soutirage



CEI 438/91

Figure 65 – Détermination graphique de la correction sur E_m pour tenir compte des échanges de chaleur

14.4.1.2 Mesurage de la pression

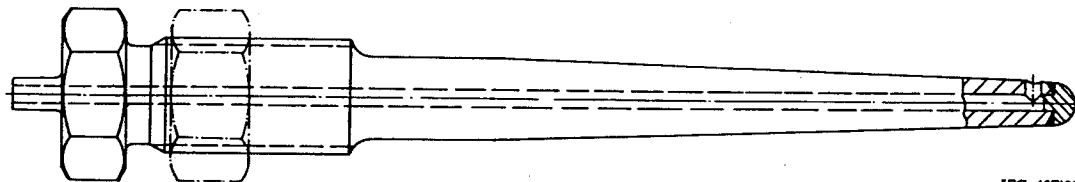
Il est recommandé d'utiliser le même manomètre ou le même capteur de pression pour mesurer E_m et E .

14.4.1.3 Mesurage de la température

L'exactitude et la sensibilité de l'appareillage de mesure de la température doivent permettre la lecture d'une différence de température avec une incertitude au plus égale à 0,001 K.

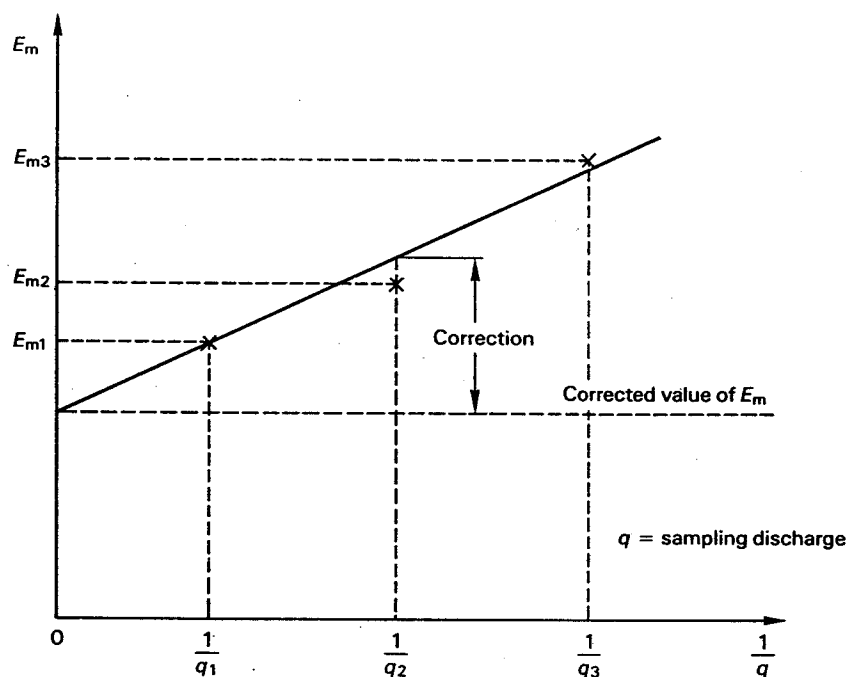
L'indication du thermomètre différentiel, en l'absence d'écart de température, doit être déterminée avant l'essai (voir 14.3.4). Cette indication sera vérifiée durant l'essai. Seules de petites variations, au plus égales à 0,002 K, sont tolérables et doivent être prises en considération si nécessaire.

It is recommended that the probe be checked in the following manner, in as much as rupture is always possible, but difficult to see: in the absence of a sampling discharge, the pressure measured in the vessel shall be compared with the sum of the pressure measured at the pipe wall, plus the term $\rho v^2/2$. Any significant difference in this comparison shall be considered as being abnormal.



IEC 437/91

Figure 64 – Example of a sampling probe



IEC 438/91

Figure 65 – Example of graphic determination of the correction in E_m to allow for heat transfer

14.4.1.2 Pressure measurement

It is recommended that the same manometer, pressure gauge or transducer be used for measuring E_m and E .

14.4.1.3 Temperature measurement

The accuracy and sensitivity of the temperature measuring instrumentation must be sufficient to provide an indication of the temperature difference between measuring points to at least 0,001 K.

The reading of the differential thermometer for a zero temperature difference must be determined before the test (see 14.3.4). This reading has to be checked during the test. Only small changes corresponding to a difference of temperature of 0,002 K are allowed and must be taken into account if necessary.

14.4.2 Mesures auxiliaires

Le débit de soutirage doit être connu à $\pm 5\%$ près, par exemple avec un débitmètre ou un bac de jaugeage.

La température de l'eau soutirée doit être contrôlée en permanence par des thermomètres dont la justesse est au moins égale à $\pm 0,05$ K et la sensibilité à 0,01 K. Un enregistrement est recommandé.

Quand l'aération de la machine est nécessaire, des appareils mesurant le débit d'air et son degré hydrométrique doivent être prévus pour évaluer l'échange de chaleur avec l'atmosphère environnante (voir 14.6.2.2).

14.5 Conditions à remplir pour les essais

14.5.1 Sections de mesure et conditions de soutirage

Les sections de mesure retenues pour déterminer E_m ne sont pas nécessairement les sections de référence haute et basse pression. Elles sont choisies d'après les critères suivants:

- l'échange de chaleur entre l'eau et l'environnement doit rester limité (en particulier suivant 14.5.3 et 14.6.2.1);
- la répartition de l'énergie ne doit pas y présenter d'anomalies notables.

Conformément à 2.3.1.3 et à 2.3.1.4, les valeurs mesurées doivent être transposées aux sections de référence.

Dans tous les cas, les échanges de chaleur doivent être pris en considération (voir 14.6.2.1).

14.5.1.1 Section de mesure côté haute pression

14.5.1.1.1 Turbines

Les soutirages de la section de mesure, côté haute pression, seront placés à proximité de la turbine. La section ne pourra pas être placée dans le proche sillage d'une vanne papillon.

L'expérience a montré qu'un seul point de soutirage était généralement suffisant pour les conduites de diamètre inférieur à 2,5 m. Deux points sont recommandés entre 2,5 m et 5 m de diamètre. Trois ou quatre points sont recommandés quand le diamètre dépasse 5 m ou, quel que soit le diamètre, quand la longueur totale de la conduite est inférieure à 150 m.

En amont de l'injecteur d'une turbine Pelton, on observera une distance minimale de quatre fois le diamètre de la conduite (en évitant les singularités telles que les coudes, les supports d'aiguille, etc). Dans le cas de plusieurs injecteurs, la partie de la conduite précédant immédiatement la première bifurcation est un emplacement admissible. Si cette partie de la conduite est inaccessible, et à condition d'éviter les singularités ci-dessus mentionnées, un soutirage placé sur la dérivation alimentant un des injecteurs peut également convenir.

14.5.1.1.2 Pompes

Au moins deux points de soutirage, diamétralement opposés, sont nécessaires. Trois ou quatre points de soutirage sont recommandés quand le diamètre dépasse 5 m. Dans tous les cas, il est recommandé de placer l'orifice de soutirage des sondes à des distances différentes de la paroi à chacun de ces points.

La section doit être située à une distance raisonnable de la machine, par exemple cinq fois le diamètre de la roue.

14.4.2 Auxiliary measurements

A measuring tank or flowmeter is necessary for checking the sampling discharge with an accuracy of about $\pm 5\%$.

The temperature of the water drawn off shall be continuously monitored by thermometers of at least $\pm 0,05$ K accuracy and 0,01 K sensitivity. The use of a recorder is recommended.

An apparatus shall be provided for measuring air flow and humidity to determine heat exchange with the surrounding atmosphere when aeration of the machine is needed (see 14.6.2.2).

14.5 Test conditions to be fulfilled

14.5.1 Measuring sections and sampling conditions

The measuring sections chosen to calculate E_m do not necessarily coincide with the high and low pressure reference sections. They are chosen according to the following considerations:

- heat exchange between water and the surroundings shall be within limits (especially as indicated in 14.5.3 and 14.6.2.1);
- no significant abnormalities of energy distribution occur within the sections.

In accordance with 2.3.1.3 and 2.3.1.4 the measured values must be adjusted to the reference sections.

In any case heat exchange must be taken into account (see 14.6.2.1).

14.5.1.1 High pressure measuring section

14.5.1.1.1 Turbines

The tapings at the high pressure side measuring section will be set near the machine. Location of the section in the immediate wake of a butterfly valve is prohibited.

Experience has shown that a single tapping point is generally sufficient for conduits whose diameter is less than 2,5 m. Two points are recommended for diameters between 2,5 m and 5 m. Three or four tapping points are recommended for a diameter larger than 5 m or for all cases where the total length of the conduit is less than 150 m.

A minimum distance of four pipe diameters upstream of the nozzle of a Pelton turbine shall be maintained (keeping clear of such features as bends, support vanes, etc.). In the case where there are several jets, the part of the pipe immediately upstream of the first bifurcation is a permissible location. If this part of the pipe is inaccessible and provided that such features as mentioned above are avoided, a tapping on the pipe leading to one nozzle may also be suitable.

14.5.1.1.2 Pumps

At least two diametrically opposed tapping points shall be provided. Three or four tapping points are recommended for a diameter larger than 5 m. In all cases, different depths of penetration for the probe at each of these points are recommended.

The section shall be located at a reasonable distance from the machine, for example five times the impeller diameter.

14.5.1.2 Section de mesurage, côté basse pression

14.5.1.2.1 Section à ciel ouvert

Une section de mesurage à ciel ouvert du côté basse pression d'une turbine doit être choisie à une distance de la roue suffisante pour assurer un mélange satisfaisant, mais limitée pour éviter les échanges de chaleur. Des distances à la roue de quatre à dix fois le diamètre maximal de la roue pour les turbines à action se sont révélées convenables.

Une section à ciel ouvert du côté basse pression d'une pompe peut être utilisée comme section de mesurage si la température y est suffisamment constante en tous points. La section ne doit pas être inutilement éloignée de la roue, pour réduire les échanges thermiques.

La variation de température dans la section de mesurage doit être observée pour six points au moins. Si l'écart de rendement observé entre deux points quelconques est d'au moins 1,5%, on procèdera selon 14.5.4.

14.5.1.2.2 Section de mesurage en conduit

La section de mesurage côté basse pression doit être distante de la roue d'au moins cinq fois le diamètre maximal de la roue dans le cas d'une turbine, et d'au moins trois fois le diamètre maximal de la roue dans le cas d'une pompe.

a) Conduit accessible au niveau de la section de mesurage

Trois ou quatre points de soutirage sont recommandés dans la section de mesurage. Si la section est circulaire, les points de soutirage seront disposés à 120° ou à 90° l'un de l'autre. Si la section est rectangulaire, les points de soutirage seront disposés, si possible, au milieu de chaque côté.

De plus, dans le cas d'une turbine, il est recommandé de placer l'orifice de soutirage des sondes à des distances différentes de la paroi en chacun de ces points. Si les rendements calculés à partir des mesures relevées en deux points de soutirage quelconques diffèrent d'au moins 1,5%, on procèdera selon 14.5.4.

b) Conduit inaccessible au niveau de la section de mesurage

Dans ce cas, la recherche des différences de température ne peut se faire sans installer un dispositif de soutirage à l'intérieur du conduit, qui peut être totalement ou partiellement plein. Ce dispositif comportera au moins deux tubes collectant les débits de plusieurs orifices, disposés à égale distance sur chacun d'eux. On s'efforcera, autant que possible, de ne pas réunir les débits de chaque tube, pour obtenir une information sur la répartition de l'énergie dans la section de mesurage.

Pour que le dispositif de soutirage fournisse un échantillon représentatif, les conditions suivantes doivent être satisfaites:

- a) Le diamètre des orifices doit être faible par rapport à celui du tube (de l'ordre de 7 mm pour les orifices, d'au moins 30 mm pour les tubes).
- b) La conduite de liaison sera lisse et d'un diamètre suffisant pour satisfaire à d) ci-après.
- c) Pour réduire l'échange de chaleur avec l'environnement, notamment à la traversée des parois en béton, cette conduite sera entourée d'un matériau isolant ou d'une circulation d'eau provenant de l'écoulement lui-même.

14.5.1.2 Low pressure measuring section

14.5.1.2.1 Open measuring section

The measuring section with free surface at the low pressure side of a turbine must be located at such a distance from the runner that adequate mixing is ensured but no farther than necessary because of heat exchange. Distances from the runner of four to ten maximum runner diameters for impulse turbines have been found to be satisfactory.

A section with free surface at the low pressure side of a pump can be used as the measuring section if the temperature is sufficiently constant in all points of this section. The measuring section shall be no farther than necessary from the impeller because of heat exchange.

Exploration of temperature variation across the measuring section shall be made in at least six points. If there is a difference of at least 1,5% between the efficiency values at any two locations, proceed as described in 14.5.4.

14.5.1.2.2 Closed measuring section

The measuring section on the low pressure side shall be located away from the runner at a distance of at least five times the maximum runner diameter for turbines, at least three times the maximum impeller diameter for pumps.

a) Measuring section accessible

Three or four tapping points are recommended in the measuring section. If this section is circular, the tapping points will be positioned at 120° or at 90° to each other. If this section is rectangular, the tapping points will be positioned in the middle of each side, if possible.

In addition, in the case of a turbine different depths of penetration for the probe at each of these points are recommended. If there is a difference of at least 1,5% between the efficiency values at any two locations, proceed as described in 14.5.4.

b) Measuring section inaccessible

In this case, the only possibility for exploring the temperatures is by means of a tapping device located inside the conduit which may be totally or partially full. This device consists of at least two tubes which collect the partial discharges issuing from several orifices positioned at equal intervals along each tube. The device should give either a single discharge or, better, an individual discharge for each tube, to obtain information on the energy distribution.

The conditions for the use of this device giving a representative sample are as follows:

- a) Diameter of orifices small compared to that of the tubes (orders of size: 7 mm for the orifices, at least 30 mm for the tubes).
- b) Interconnecting piping of relatively large diameter and with smooth walls so as to satisfy condition d) below.
- c) Interconnecting piping designed to avoid heat exchange by lagging with an insulating material or jacketing by water taken from the main flow, particularly when passing through concrete walls.

- d) A la sortie de la conduite de liaison, le débit d'échantillonnage sera réglé, au moyen d'un organe de réglage approprié, à une valeur voisine de:

$$q = v \cdot i \cdot A$$

où:

v est la vitesse moyenne de l'écoulement dans la section de mesurage

i est le nombre d'orifices dans les tubes

A est l'aire d'un orifice

Ce débit sera de l'ordre de $0,005 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, afin de rendre négligeable l'échange de chaleur.

Si la différence entre les rendements déterminés pour deux positions quelconques (correspondant à deux tubes différents) est d'au moins 1,5%, on procèdera selon 14.5.4.

14.5.2 Répétition des mesurages

Pour chaque séquence, toutes les grandeurs nécessaires au calcul du rendement hydraulique de la machine doivent faire l'objet de plusieurs mesurages répétés à intervalles réguliers pendant l'essai, le nombre de mesurages dépendant fortement de la stabilité des mesures (environ 5 à 10 mesurages).

14.5.3 Dispositions particulières de l'écoulement

Il est recommandé que l'injection d'un débit auxiliaire entre les sections haute et basse pression soit évitée quand la dilution de ce débit dans l'écoulement principal peut être insuffisante.

Dans tous les cas où un débit auxiliaire est injecté ou soutiré entre les sections de mesurage haute et basse pression (par exemple fuite des labyrinthes évacuée en dehors de l'écoulement principal), les dispositifs de mesurage particuliers nécessaires à l'établissement du bilan des puissances (voir annexe H) doivent être prévus, afin de permettre le calcul de E_m en accord avec 14.2.

Si le côté basse pression de la turbine ou de la pompe est voisin de la gaine de ventilation de la machine électrique, l'observation des températures doit être faite en 12 points. La paroi devra être isolée thermiquement si les différences de température observées conduisent à une différence de rendement de 0,5%, mettant en évidence un gradient de température positif entre le centre de la section de mesurage et la paroi commune aux deux écoulements.

14.5.4 Régimes de fonctionnement défavorables

Il est recommandé de ne pas mesurer le rendement par la méthode thermodynamique dans des conditions de mesurage défavorables, telles que répartition irrégulière des températures ou des vitesses dans les sections de mesurage, température fluctuante, etc. qui peuvent se produire à certains régimes de fonctionnement. Pour ces fonctionnements, il est fortement recommandé (voir 15.1.3) de procéder à une mesure relative, telle que décrite en 15.2. Il convient que cette mesure relative du débit soit étalonnée par la méthode thermodynamique pour les régimes de fonctionnement favorables.

14.6 Corrections

Dans certains cas (voir 14.2), des corrections doivent être introduites dans la relation (1).

- d) The sample discharge controlled by a suitable regulating device at the outlet of the piping to a value close to:

$$q = v \cdot i \cdot A$$

where:

v is the average flow velocity in the measuring section

i is the number of orifices in the tubes

A is the cross section of an orifice

This discharge should be of about $0,005 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ in order to reduce the heat exchange to a negligible value.

If there is a difference of at least 1,5% between the efficiency values at any two locations (corresponding to two different tubes) proceed as described in 14.5.4.

14.5.2 Repetition of measurements

For each run, each of the quantities defining the hydraulic efficiency of the machine shall be subject to repeated measurements made at equal intervals during the test, the number of readings being strongly dependent on the stability of the measurement (about 5 to 10 readings).

14.5.3 Particular flow arrangements

Any inflow of auxiliary discharge between the high pressure and low pressure sections is not recommended, when the mixing of this water and the main discharge may not be complete.

In each case where auxiliary discharges are added or subtracted between the high pressure and low pressure measuring sections (e.g., leakage from the seal not led into the main discharge), particular measuring arrangements shall be taken for balance of power (see Appendix H) in order to allow the computation of E_m as explained at 14.2.

If the low pressure side of the turbine or pump is very close to the ventilation duct of the electric machine, exploratory temperature measurements shall be taken at 12 points. The wall will have to be insulated if there are deviations of the order of 0,5% in efficiency, indicative of a well-defined positive temperature gradient between the centre of the section and the wall common to both flows.

14.5.4 Unfavourable operating conditions

Measurements by the thermodynamic method are not recommended under unfavourable measuring conditions such as irregular temperature or velocity distribution in the measuring sections, unstable temperature etc., which may occur at some operating conditions. For these operating conditions it is strongly recommended (see 15.1.3) to use index tests as described in 15.2. The relative discharge measurement should be calibrated by the thermodynamic method at favourable operating conditions.

14.6 Corrective terms

In some cases (see 14.2) corrective terms must be introduced in equation (1).

14.6.1 Variations de température

Il est recommandé d'opérer pendant les périodes où la conduite (côté haute pression pour une turbine; côté basse pression pour une pompe, si elle existe) n'est pas soumise à un rayonnement solaire intense. Il est également recommandé d'éviter les apports secondaires. De plus, si la conduite alimente plusieurs groupes, la puissance des groupes étrangers à l'essai doit être maintenue constante.

Un contrôle de l'évolution de la température de l'eau doit être effectué, conformément à 14.4.2. Une variation lente et continue de la température, inférieure à 0,005 K par minute pendant la durée d'une séquence, est tolérable. Néanmoins, on calculera par la formule suivante la correction qu'il y a lieu d'apporter à E_m du fait d'un gradient de température $\Delta\Theta/\Delta t$ exprimé en $K \cdot s^{-1}$:

$$\text{— pour une turbine:} \quad \delta E_m = \bar{c}_p \frac{\Delta\Theta}{\Delta t} (t_a - t - t_b)$$

$$\text{— pour une pompe:} \quad \delta E_m = \bar{c}_p \frac{\Delta\Theta}{\Delta t} (t_a + t - t_b)$$

où:

t est la durée, en secondes, du parcours de l'eau dans la machine entre les deux sections de mesurage

t_a est la durée, en secondes, du parcours de l'eau entre la section de mesurage et l'enceinte de mesurage, côté haute pression

t_b est la durée, en secondes, du parcours de l'eau entre la section de mesurage et l'enceinte de mesurage, côté basse pression

14.6.2 Echanges de chaleur parasites

Seul l'échange de chaleur entre l'écoulement principal dans la machine hydraulique et l'environnement est traité ici. L'échange de chaleur pouvant affecter les circuits de soutirage fait l'objet de 14.4.1.1. L'échange de chaleur éventuel avec les circuits de ventilation a été évoqué en 14.5.3.

14.6.2.1 Echange de chaleur à travers les parois

L'échange de chaleur à travers le béton ou le rocher étant négligeable, seul l'échange de chaleur à travers les parois métalliques sera considéré. L'échange de chaleur avec de l'air sec entraîne la correction suivante:

$$\delta E_m = \pm \frac{1}{(\rho Q)_1} \cdot A \cdot P_{a-w} \cdot (\Theta_a - \Theta_w)$$

("+" pour les turbines, "—" pour les pompes)

où:

P_{a-w} est la puissance unitaire échangée, en $Wm^{-2}K^{-1}$
L'expérience conduit à admettre $P_{a-w} = 10 Wm^{-2} K^{-1}$

A est l'aire de la surface d'échange, en m^2

Θ_a est la température de l'air ambiant, en K

Θ_w est la température de l'eau dans la turbine ou la pompe, en K

L'effet d'une possible condensation de l'air ambiant sur les parois de la machine doit aussi être pris en considération. Si la condensation est importante, l'accroissement de l'échange de chaleur (400 % au maximum) doit être soit calculé à partir de l'humidité de l'air, soit efficacement atténué par une isolation thermique suffisante des parois métalliques par des enveloppes faisant écran.

14.6.1 Variations of temperature

It is advisable to take measurements during periods when the conduit (high pressure side of turbine, low pressure side of pump if existing) is not exposed to strong sunlight. It is also recommended that secondary inflows should be avoided. Moreover, if the conduit supplies several units, the power of units not under the test shall be maintained constant.

As indicated in 14.4.2, a check on the change in temperature of water shall be carried out. A slow and continuous variation of temperature, less than 0,005 K per minute during one run, is admissible. Nevertheless, a suitable correction shall be applied to E_m from the temperature variation $\Delta\Theta/\Delta t$ measured in $K \cdot s^{-1}$ and calculated as follows:

$$\begin{aligned} - \text{ for turbines: } & \delta E_m = \bar{c}_p \frac{\Delta\Theta}{\Delta t} (t_a - t - t_b) \\ - \text{ for pumps: } & \delta E_m = \bar{c}_p \frac{\Delta\Theta}{\Delta t} (t_a + t - t_b) \end{aligned}$$

where:

t is the time, in seconds, taken by the water to pass through the machine between the two measuring sections

t_a is the time, in seconds, taken by the water to pass from the high pressure tapping point to the corresponding measuring vessel

t_b is the time, in seconds, taken by the water to pass from the low pressure tapping point to the corresponding measuring vessel

14.6.2 Extraneous heat exchange

Only heat exchange between the main flow through the hydraulic machine and surroundings will be dealt with here. Heat exchange concerning the sampling circuit is treated in 14.4.1.1. The possibility of heat exchange with the ventilation circuits was mentioned in 14.5.3.

14.6.2.1 Heat exchange through the walls

As heat exchange through concrete and rock walls is negligible, only heat exchange through metal walls will be considered. The following correction for heat exchange with dry air shall be applied:

$$\delta E_m = \pm \frac{1}{(\rho Q)_1} \cdot A \cdot P_{a-w} \cdot (\Theta_a - \Theta_w)$$

("+" for turbines, "-" for pumps)

where:

P_{a-w} is the power exchanged coefficient, in $Wm^{-2}K^{-1}$
From experience, P_{a-w} is considered equal to $10 Wm^{-2}K^{-1}$

A is the area of exchange surface, in m^2

Θ_a is the ambient air temperature, in K

Θ_w is the temperature of water in the turbine or the pump, in K

The possible effect of condensation from ambient air upon the machine surfaces must also be considered. If there is considerable condensation, the resultant increase in heat exchange (not more than 400 %) shall either be calculated from the air humidity or efficiently depressed by sufficient thermal insulation of the metal surfaces by screening jackets.

Un calcul suffisamment précis de l'influence de la condensation peut être fait en multipliant la correction δE_m , déterminée pour l'air sec, par le facteur ψ :

$$\psi = \frac{1}{1 - kx/\Delta i}$$

où:

Δi est la différence d'enthalpie massique, en $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$

x est la différence de teneur relative en eau de l'air, en $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$

$k = 2,5 \times 10^6 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$

Les valeurs de Δi et x se déduisent de l'état de l'air humide entourant la machine et de celui de l'air saturé à la température de la surface du métal et doivent être extraites d'un diagramme normal de Mollier pour l'air humide.

14.6.2.2 Echanges directs avec l'air ambiant

Quand l'eau et un courant d'air se trouvent étroitement mélangés (aération), la correction à apporter à l'énergie mécanique massique E_m se détermine comme suit:

$$\delta E_m = \pm \frac{\rho_a \cdot Q_a}{(\rho Q)_1} \cdot [c_{pa} \cdot (\Theta_a - \Theta_{20}) + K_w \cdot (\alpha_a - \alpha_{20})]$$

("+" pour les turbines, "-" pour les pompes)

où:

Q_a est le débit-volume d'air ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)

c_{pa} est la capacité thermique massique de l'air à pression constante ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

Θ_a est la température de l'air injecté (K)

Θ_{20} est la température de l'eau dans la section de mesurage 20 (K)

K_w est la chaleur latente de vaporisation de l'eau à la pression atmosphérique normale ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$)

α_a est le rapport des masses de vapeur et d'air au point d'injection

α_{20} est le rapport des masses de vapeur et d'air dans la section 20

Si l'on admet:

$$\rho_a = 1,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$\rho_1 = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$c_{pa} = 1000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$K_w = 2,5 \times 10^6 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

la relation précédente devient:

$$\delta E_m = \pm \frac{Q_a}{Q_1} \cdot \frac{1}{p_{a0}} \cdot \frac{1}{\Theta_a} [350 p_a \cdot (\Theta_a - \Theta_{20}) + 545 \cdot 10^3 (\epsilon \cdot p_{s,\Theta_a} - p_{s,\Theta_{20}})]$$

où:

p_a est la pression de l'air humide à son contact avec l'eau (Pa)

p_{a0} est la pression atmosphérique normale (10^5 Pa)

ϵ est le degré hygrométrique de l'air (valeur décimale et non en pour cent)

p_{s,Θ_a} est la pression de vapeur saturante à la température Θ_a (Pa)

Calculation of the influence of condensation can be made with sufficient accuracy by increasing the correction δE_m for the dry heat exchange in the proportion ψ :

$$\psi = \frac{1}{1 - kx/\Delta i}$$

where:

- Δi is the specific enthalpy difference, in $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
 x is the difference of relative water content of the air, in $\text{kg} \cdot \text{kg}^{-1}$
 $k = 2,5 \times 10^6 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$

The values Δi and x are to be derived from the condition of the humid air surrounding the turbine and that of saturated air at metal surface temperature and shall be taken from a normal Mollier diagram for humid air.

14.6.2.2 Direct exchange with the ambient air

Where water and air currents are closely mixed (aeration), a correction of the mechanical energy E_m shall be applied as follows:

$$\delta E_m = \pm \frac{\rho_a \cdot Q_a}{(\rho Q)_1} \cdot [c_{pa} \cdot (\Theta_a - \Theta_{20}) + K_w \cdot (\alpha_a - \alpha_{20})]$$

(where “+” for turbine, “−” for pump)

where:

- Q_a is the volumetric discharge of air ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)
 c_{pa} is the specific heat of air at constant pressure ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
 Θ_a is the temperature of injected air (K)
 Θ_{20} is the temperature of water in the measuring section 20 (K)
 K_w is the water evaporation latent heat at normal atmospheric pressure (J kg^{-1})
 α_a is the ratio between steam and air masses at the injection point
 α_{20} is the ratio between steam and air masses in section 20

Assuming:

$$\begin{aligned} \rho_a &= 1,3 \text{ kg m}^{-3} & c_{pa} &= 1000 \text{ J kg}^{-1} \text{K}^{-1} \\ \rho_1 &= 1000 \text{ kg m}^{-3} & K_w &= 2,5 \times 10^6 \text{ J kg}^{-1} \end{aligned}$$

the above mentioned formula becomes:

$$\delta E_m = \pm \frac{Q_a}{Q_1} \cdot \frac{1}{p_{a0}} \cdot \frac{1}{\Theta_a} [350 p_a \cdot (\Theta_a - \Theta_{20}) + 545 \cdot 10^3 (\varepsilon \cdot p_{s,\Theta_a} - p_{s,\Theta_{20}})]$$

where:

- p_a is the pressure of humid air at its contact with water (Pa)
 p_{a0} is the normal atmospheric pressure (10^5 Pa)
 ε is the relative humidity of air (as a decimal value and not as a percentage)
 p_{s,Θ_a} is the saturated steam pressure at temperature Θ_a (Pa)

14.6.2.3 Echanges de chaleur avec des zones d'eau morte

Quand des échanges peuvent se produire avec des zones d'eau morte (par exemple plusieurs turbines débitant dans un canal de fuite commun), une séparation physique doit être interposée pour éviter le mélange de l'écoulement avec les zones d'eau morte qui peuvent être à une température différente de celle de l'eau courante.

14.6.3 Limite des corrections

On ne considérera pas comme valable un point pour lequel les corrections obtenues selon les procédés de mesurage ou éléments de calculs donnés plus haut dépasseraient l'une des valeurs limites suivantes, rapportées à E_m :

- échange de chaleur entre l'eau du circuit d'échantillonnage et l'environnement (voir 14.4.1.1) dans les sections de mesurage, côté haute et basse pression 1 %
dans le cas particulier d'un circuit de soutirage traversant des parois en béton (voir 14.5.1.2.2 b)) 1,5 %
- évolution de la température d'entrée et échanges parasites:
somme des corrections δE_m développées en 14.6.1 et 14.6.2 2 %

14.7 Incertitude de mesure

L'incertitude globale sur le rendement f_η s'obtient par composition quadratique des incertitudes aléatoires et systématiques sur le numérateur et le dénominateur des expressions du rendement données en 2.3.9.1.

En négligeant le terme:

$$\left(\frac{\Delta P_h}{P_m} \cdot E_m \right),$$

il vient:

$$f_\eta = \pm \sqrt{(f_{E_m})^2 + (f_E)^2}$$

Les incertitudes systématiques f_E et f_{E_m} sont exposées à l'annexe A qui contient aussi un exemple de calcul. Dans la détermination de E_m , l'incertitude systématique sur la différence de température $\Delta\Theta$ existe quel que soit le mode opératoire utilisé (direct ou par détente partielle): la valeur probable dans des conditions normales est de $\pm 0,001$ K.

L'incertitude systématique relative sur chacune des corrections dues aux phénomènes parasites peut raisonnablement être supposée de l'ordre de 20 %.

L'incertitude systématique résultant de l'absence de contrôle de la répartition de l'énergie s'élève aux pourcentages suivants de l'énergie mécanique massique:

	turbine	pompe
– côté haute pression	$\pm 0,2 \%$	$\pm 0,6 \%$
– côté basse pression	$\pm 0,6 \%$	$\pm 0,4 \%$

14.6.2.3 Heat exchange with still water areas

In the case of exchange with still water areas (e.g. several turbines discharging into a common tailrace) a physical separator shall be placed in these areas in order to avoid mixing of the flow with the still water areas which may be at a different temperature from that of the flowing water.

14.6.3 Limit of corrections

Measurement shall not be considered valid whenever the corrections obtained from the measuring procedures or calculations given above exceed one of the following limits in relation to E_m :

- heat exchange between water in the sampling circuit and surroundings (see 14.4.1.1) at high pressure and low pressure measuring sections 1 %
- in the special case of extraction using pipes traversing concrete walls (see 14.5.1.2.2 b)) 1,5 %
- variation of temperature at inlet and extraneous exchange:
- arithmetical sum of the corrections δE_m detailed in 14.6.1 and 14.6.2 2 %

14.7 Uncertainty of measurement

The total uncertainty in efficiency f_η is obtained from the root-sum-square of random and systematic uncertainties in the numerator and denominator of the efficiency expressions given in 2.3.9.1.

Disregarding the term:

$$\left(\frac{\Delta P_h}{P_m} \cdot E_m \right),$$

it is:

$$f_\eta = \pm \sqrt{(f_{E_m})^2 + (f_E)^2}$$

The systematic uncertainties f_E and f_{E_m} are examined in Appendix A which also includes an example of calculation. For the determination of E_m the systematic uncertainty in the temperature difference measurement $\Delta\Theta$ exists for all methods (direct and partial expansion operating procedures): the value to be expected in normal conditions is $\pm 0,001$ K.

It is reasonable to assume that the relative systematic uncertainty in correction due to each secondary phenomenon is in the order of 20%.

The systematic uncertainty due to the absence of exploration of energy distribution can amount to:

	turbine	pump
– high pressure side	$\pm 0,2 \%$	$\pm 0,6 \%$
– low pressure side	$\pm 0,6 \%$	$\pm 0,4 \%$

of the specific mechanical energy.

15. Essais indiciels

15.1 Généralités

15.1.1 Objet

Les méthodes de mesure du débit décrites dans l'article 10 sont des méthodes fondamentales car elles donnent, entre autres, les valeurs absolues du débit et du rendement. Elles permettent d'établir si la machine respecte les garanties (voir 3.2). Par contre, les méthodes de mesure indicielles ne donnent que des valeurs relatives des quantités mentionnées ci-dessus et sont considérées comme des méthodes secondaires. Elles sont normalement utilisées au cours de la mise en route puis de l'exploitation de la machine (voir CEI 545 et 805) et elles ne peuvent être considérées comme faisant partie des essais de réception que lorsque les méthodes de mesure du débit relatif sont étalonnées par une méthode reconnue de cette norme ou lorsqu'elles sont utilisées pour établir la relation optimale entre l'inclinaison des pales de la roue et l'ouverture du distributeur dans le cas des machines à double réglage (voir 5.1.4). Dans certains cas la méthode d'essais indiciels peut être utilisée, avec l'accord des deux parties, pour vérifier la garantie de puissance.

En dehors des cas mentionnés ci-dessus, les résultats des essais indiciels ne sont donnés qu'à titre informatif et ne devront jamais être employés pour le calcul des pénalités ou primes ni pour évaluer toute autre implication contractuelle relative aux garanties.

15.1.2 Définitions

La valeur indicielle est une valeur mesurée selon une échelle choisie arbitrairement. Les valeurs relatives sont dérivées des valeurs indicielles en les rapportant à la valeur obtenue dans des conditions déterminées.

Le rendement indiciel se calcule en utilisant les valeurs mesurées de l'énergie hydraulique massique (voir 15.3.1) et de la puissance, ainsi que la valeur indicielle du débit mesurée au moyen d'un dispositif non étalonné. Le rendement relatif est exprimé par le rapport d'une valeur quelconque du rendement indiciel à une valeur de référence de celui-ci, par exemple sa valeur maximale.

15.1.3 Applications

Un essai indiciel peut faire partie intégrante d'un essai de réception pour l'une des raisons suivantes:

- pour établir la relation entre la position angulaire des pales de la roue et l'ouverture des aubes directrices qui donne le meilleur rendement d'exploitation pour une machine à double réglage. Cette méthode permet avant tout de limiter le nombre de points pour lesquels le rendement absolu doit être déterminé et de réduire ainsi le temps nécessaire à l'essai de réception (voir 5.1.4 et 5.1.5).
- pour fournir des renseignements additionnels au cours de l'essai de réception. Cela est d'une importance particulière lorsque la méthode fondamentale est entachée d'incertitudes de mesure excessives ou se révèle défectueuse dans une certaine zone de fonctionnement. L'appareil de mesure du débit indiciel doit, dans ce cas, être étalonné par une mesure sur place du débit, effectuée dans une zone favorable de la plage de fonctionnement (voir 14.5.4).

L'essai indiciel peut aussi être utile, indépendamment de l'essai de réception, pour n'importe laquelle des raisons suivantes:

- pour déterminer des caractéristiques de fonctionnement exprimées par des valeurs relatives de la puissance, du débit et du rendement;
- pour vérifier la garantie de puissance avec l'accord préalable des deux parties;
- pour permettre d'obtenir des informations sur le fonctionnement de la machine en dehors de la zone de garantie, si le dispositif de mesure du débit relatif a été étalonné auparavant;
- pour déterminer la variation du rendement et/ou de la puissance due à la cavitation résultant d'une variation de l'énergie potentielle massique d'aspiration ou de l'énergie hydraulique massique de la machine;

15. Index tests

15.1 General

15.1.1 Object

The methods of discharge measurement described in Clause 10 are fundamental methods as they give among others the absolute values of discharge and efficiency, which determine whether or not the machine meets the guarantees (see 3.2). On the contrary the index tests give only relative values of the above-mentioned quantities and are considered as secondary methods. They are normally used during the commissioning and operation of the machine (see IEC 545 and 805) and can be considered as a part of the field acceptance test only when the relative discharge measuring method is calibrated by a method accepted in this standard or when it is used to determine the correct relationship between runner/impeller blade angle and guide vane opening in the case of a double-regulated machine (see 5.1.4). In some cases an index test can be used, if both parties agree, to check the power guarantee.

Except for the cases described above, the results of index tests are for information and should never be used for assessment of penalty or bonus payments or any other contractual consequences concerning guarantees.

15.1.2 Definitions

An index value is an arbitrarily scaled value. Relative values are derived from index values by expressing them as a proportion of the value at an agreed condition.

The index efficiency is calculated using the measured values of specific hydraulic energy (see 15.3.1) and power, and the discharge, measured as an index value by an uncalibrated device. Relative efficiency is expressed as a proportion of any index efficiency at a reference index efficiency, for example the maximum value.

15.1.3 Applications

An index test may be used as a part of the field acceptance test for any of the following purposes:

- to determine the correct relationship between runner/impeller blade angle and guide vane opening for most efficient operation of double-regulated machines. This procedure may essentially reduce the number of points for which the actual efficiency must be determined and thus the time needed for the acceptance test (see 5.1.4 and 5.1.5).
- to provide additional test data during a field efficiency test. This is particularly important if the primary method shows excessive uncertainties or falls out in a certain operating range. The index discharge device in this case shall be calibrated by discharge field measurements performed in the favourable operating range (see 14.5.4).

In addition to the field acceptance test, an index test may be useful also for other purposes, such as:

- to determine the performance characteristics as expressed by the relative values of power, discharge and efficiency;
- to check the power guarantee if both parties agree;
- to extend information on performance outside the guaranteed range if the index discharge device has been calibrated;
- to assess the change in efficiency and/or power due to the onset of cavitation resulting from a change of suction specific potential energy and/or specific hydraulic energy of machine;

- pour établir la variation du rendement et/ou de la puissance de la machine due à l'usure, à une réparation ou à une modification. Lorsqu'on utilise un essai indiciel à cette fin, il faut tenir compte du fait que les modifications peuvent affecter la répartition de l'écoulement dans les sections de mesure;
- pour obtenir les données requises pour le réglage d'un instrument de mesure continue du débit en supposant une valeur absolue du rendement de la turbine en un point de fonctionnement donné ou par étalonnage à l'aide des résultats des essais de rendement in situ;
- pour optimiser l'exploitation d'une centrale équipée de plusieurs unités;
- pour comparer les courbes indicielles obtenues sur la machine industrielle avec les courbes anticipées sur la base des essais sur modèle.

Les essais indiciels sont de moindre valeur si on ne peut disposer que d'une zone d'exploitation de la machine insuffisante pour englober une portion significative de la courbe de performance.

15.2 Mesurage relatif du débit

Un essai indiciel ne requiert aucune mesure absolue du débit. Pour le mesurage relatif du débit, l'une ou l'autre des méthodes suivantes peut être utilisée.

15.2.1 Mesurage relatif du débit par des méthodes de pression différentielle

15.2.1.1 Mesurage de la différence de pression existant entre deux points judicieusement choisis sur la bêche spirale de la turbine

Il s'agit de la méthode Winter-Kennedy, dans laquelle le débit est généralement exprimé avec une exactitude suffisante par la relation $Q = kh^n$ où h est la hauteur, lue au manomètre différentiel connecté aux deux prises de pression et l'exposant n , théoriquement égale à 0,5 (voir 15.5).

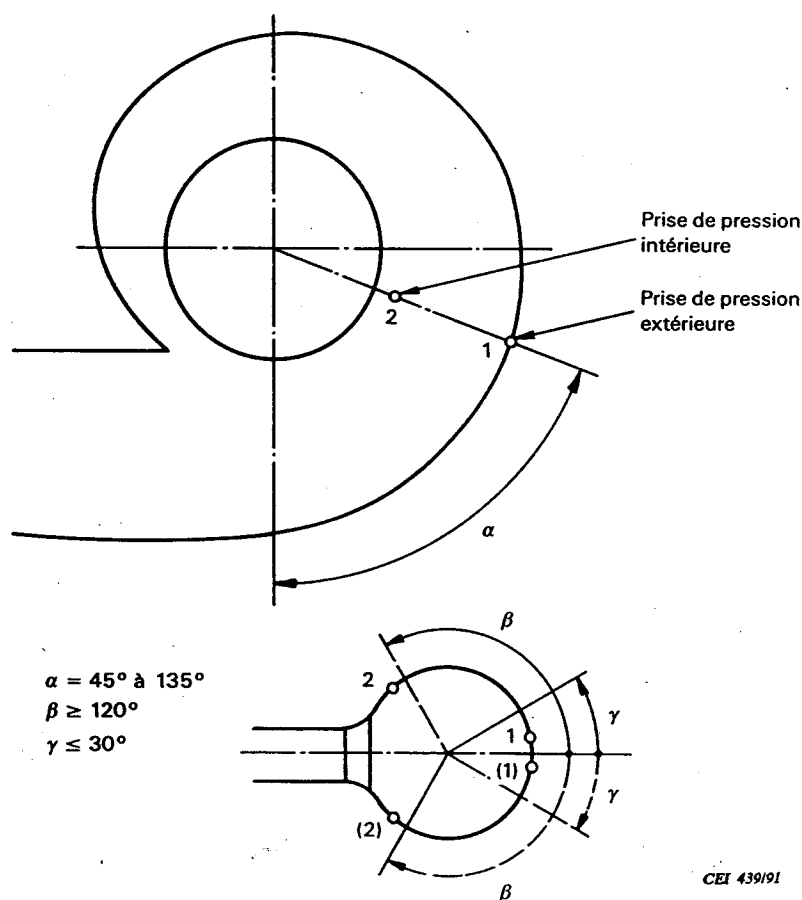


Figure 66 – Emplacement des prises de pression dans une bêche spirale en acier pour la mesure du débit relatif par la méthode Winter-Kennedy

- to assess the change in efficiency and/or power of the machine resulting from wear, repair or modification. When using an index test for this purpose it must be noted that modifications may affect flow patterns in the measuring sections;
- to obtain data for permanent discharge measuring instruments by assuming an absolute value of turbine efficiency at some operating point or by calibration with field efficiency test results;
- to optimize the operation of a power station with several units;
- to compare the index curves on the prototype with the curves expected on the basis of model tests.

Index tests are of reduced value if the available operating range of the machine is not such that a reasonable portion of the performance curve can be covered.

15.2 Relative discharge measurement

An index test does not require any absolute measurement of discharge. For the measurement of relative discharge one of the following methods may be used.

15.2.1 Relative discharge measurement by differential pressure methods

15.2.1.1 Measurement of the pressure difference between suitably located taps on the turbine spiral case

This is the Winter-Kennedy method and discharge is usually well represented by $Q = kh^n$ where h is the reading of a differential manometer connected between the taps and n theoretically equal to 0,5 (see 15.5).

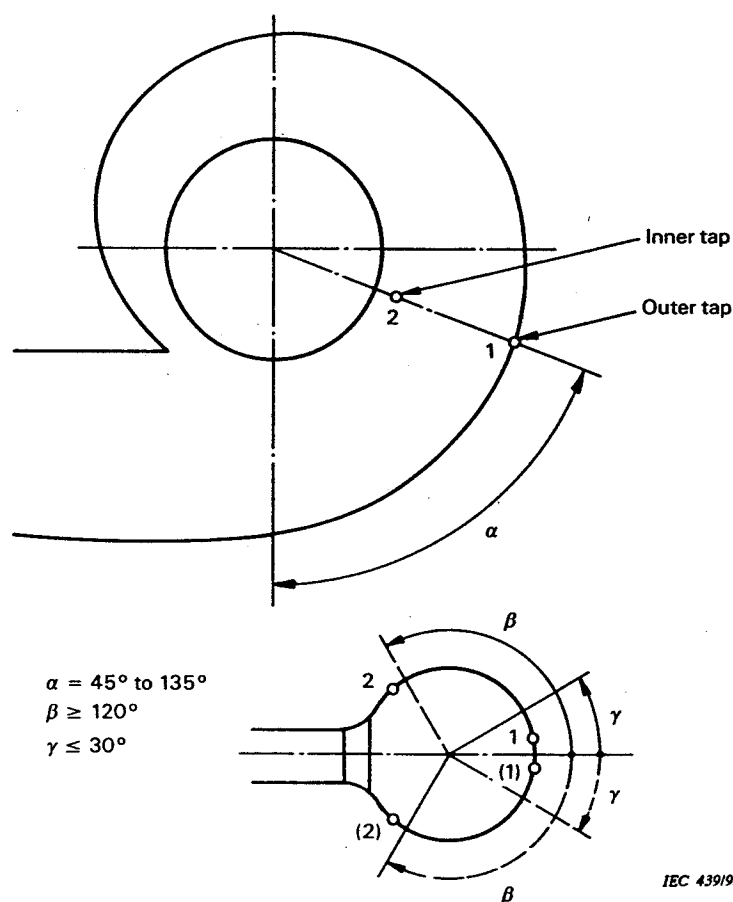


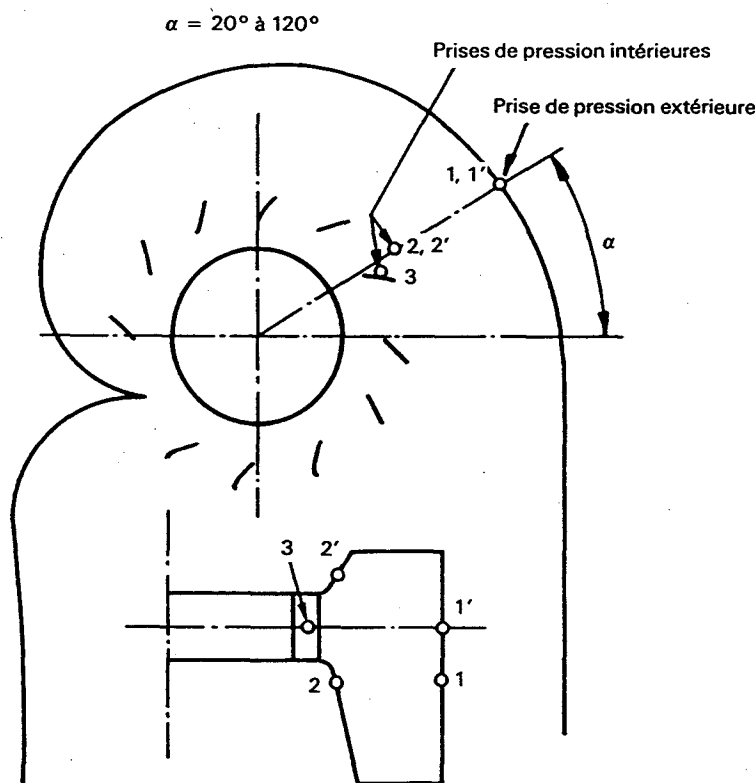
Figure 66 – Location of taps for Winter-Kennedy method of discharge measurement through a turbine equipped with a steel spiral case

La méthode Winter-Kennedy n'est applicable qu'aux turbines. Dans les installations comprenant une bache spirale en acier, elle requiert des prises de pression localisées généralement dans une même section radiale de la bache spirale (voir figure 66). La prise de pression extérieure "1" est localisée à la périphérie de la bache. La prise de pression intérieure "2" doit être localisée à l'extérieur de l'anneau des entretoises sur une ligne de courant passant à mi-distance entre deux entretoises adjacentes. Il est recommandé de prévoir une deuxième paire de prises de pression dans une autre section radiale.

Dans les cas où la bache spirale est horizontale, les prises de pression doivent être placées dans la partie supérieure de celle-ci pour faciliter la purge des tuyauteries. Les prises piézométriques ne devront pas être à proximité de soudures ni de changements brusques de la section de passage dans la bache.

Lorsqu'on applique la méthode Winter-Kennedy à des turbines équipées d'une bache semi-spirale en béton, les prises de pression doivent être placées d'une manière semblable dans une section radiale de la bache, tel que le montre la figure 67. Il est également recommandé, dans ce cas, de prévoir deux paires de prises de pression.

La prise de pression extérieure 1 (ou 1') doit être suffisamment éloignée des coins. La prise de pression intérieure 2 (ou 2') doit être localisée à l'extérieur des entretoises le long d'une ligne de courant passant à mi-distance entre deux entretoises adjacentes. Une troisième prise de pression 3 peut être prévue sur le corps même d'une entretoise, de préférence au niveau de l'axe du distributeur, ou au plafond entre deux entretoises.



CEI 440/91

Figure 67 – Emplacement des prises de pression dans une bache semi-spirale en béton pour la mesure du débit relatif par la méthode Winter-Kennedy

The Winter-Kennedy method is applicable to turbines only. In installations with a steel spiral case it requires taps located as a general rule in the same radial section of the spiral case (see Figure 66). The outer tap "1" is located at the outer side of the spiral. The inner tap "2" shall be located outside of the stay vanes on a flow line passing midway between the two adjacent stay vanes. It is recommended that a second pair of taps be located in another radial section.

With a horizontal spiral case the taps shall be arranged in the upper half because of the better possibility of purging. The gauge taps should not be in proximity to weld joints or abrupt changes in the spiral section.

In the application of the Winter-Kennedy method to turbines with a concrete semi-spiral case the taps have to be located in a similar way in a radial section of the concrete case as shown in Figure 67. Also here it is good practice to locate two pairs of taps.

The outer tap 1 (or 1') shall be located sufficiently far from the corners. The inner tap 2 (or 2') shall be located outside of the stay vanes on a flow line passing midway between two adjacent stay vanes. A third tap 3 may be arranged on a stay vane, preferably at the elevation of the centerline of the guide vanes, or on the roof between two stay vanes.

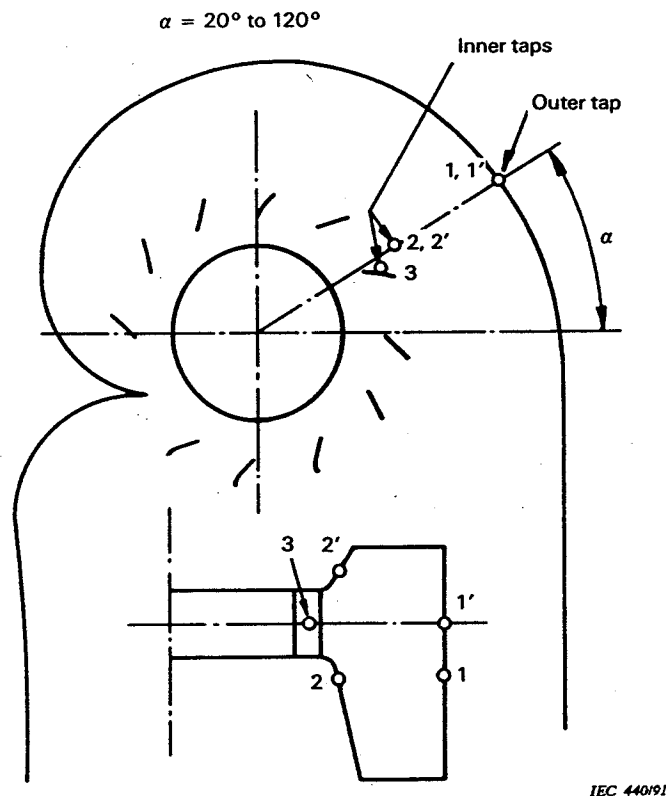


Figure 67 – Location of taps for Winter-Kennedy method of discharge measurement through a turbine equipped with concrete semi-spiral case

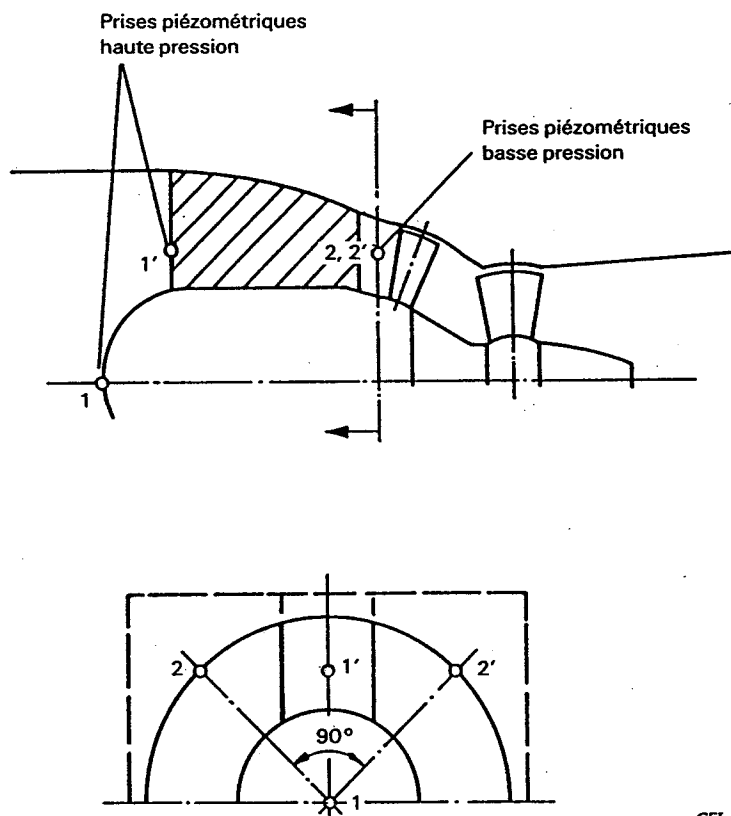
15.2.1.2 Mesure de la différence de pression existant entre deux prises piézométriques convenablement localisées dans un convergent de la conduite

Le degré de convergence doit procurer une différence de pression assez grande pour être mesurée avec exactitude. On peut admettre que le débit est proportionnel à la racine carrée de la pression différentielle (voir 15.5).

Deux prises de pression sont requises, localisées chacune dans des sections de la conduite de grandeur différente. La pression différentielle la plus stable est obtenue lorsque les deux prises de pression sont placées sur le convergent lui-même. Cependant, la pression différentielle ainsi obtenue n'est pas la plus élevée possible. C'est pourquoi il peut être préférable de localiser une prise de pression à une courte distance à l'amont du convergent et l'autre à une distance d'au moins un demi-diamètre de conduite à l'aval du convergent.

15.2.1.3 Mesure de la différence de pression existant entre deux prises piézométriques convenablement localisées d'une turbine tubulaire

Lorsqu'on applique la méthode de pression différentielle au mesurage relatif du débit dans un groupe bulbe, les prises de pression peuvent être placées tel que l'indique la figure 68. La prise piézométrique haute pression peut être placée au point d'arrêt du bulbe (point 1) ou d'un puits d'accès (point 1') et la prise piézométrique basse pression sera placée sur la paroi à l'amont immédiat des aubes directrices, mais à une distance suffisante de leur arête d'entrée à pleine ouverture (point 2 ou 2'). On admet également dans ce cas que le débit est proportionnel à la racine carrée de la pression différentielle (voir 15.5).



CEI 441/91

Figure 68 – Emplacement des prises de pression dans une turbine bulbe pour la mesure du débit relatif par la méthode de pression différentielle

Pour tous les autres types de turbines tubulaires (par exemple les turbines puits), des dispositions analogues peuvent être utilisées.

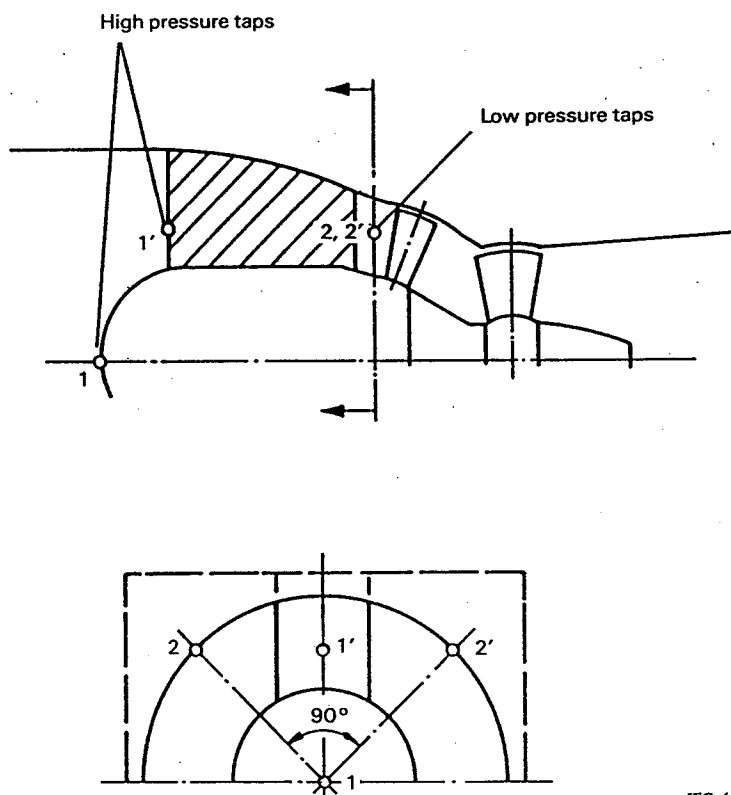
15.2.1.2 Measurement of the pressure difference existing between suitably located taps in a converging part of the penstock

A suitable convergence must exist to give a pressure difference large enough to be measured accurately. Discharge may be assumed proportional to the square root of the differential pressure (see 15.5).

Two pressure taps are required located at two cross-sections of different areas. The most stable pressure difference will be obtained if both taps are located on the converging part of the pipe. However, the differential pressure thus obtained is not the maximum possible and for this reason it may be preferable to locate one tap a short distance upstream of the convergent part and the second not less than half a diameter downstream of the convergent part.

15.2.1.3 Measurement of the pressure difference between suitably located taps in tubular turbines

In application of the differential pressure method of measuring relative discharge through a bulb unit the taps may be located as shown in Figure 68. The tap for higher pressure may be arranged at the stagnation point of the bulb (point 1) or of the access shaft (point 1') and the tap for lower pressure should be located on the wall directly upstream from the guide vanes, however with sufficient distance from their profile nose at maximum guide vane opening (point 2 or 2'). Discharge may be assumed proportional to the square root of the differential pressure (see 15.5).



IEC 441/91

Figure 68 – Location of taps for differential pressure method of discharge measurement through a bulb turbine

For all other types of tubular turbines (e.g., pit turbine) analogous application may be made.

15.2.1.4 Mesure de la pression différentielle obtenue à l'aide de prises piézométriques judicieusement placées dans le tube d'aspiration d'une pompe

On admet que le débit est proportionnel à la racine carrée de la pression différentielle.

15.2.1.5 Spécifications pour les prises piézométriques et tuyauteries de raccordement au manomètre

Les dimensions des prises piézométriques doivent être conformes aux exigences de 11.4.3. Puisque les pressions différentielles à mesurer peuvent être petites, une attention particulière sera apportée à l'élimination des irrégularités de surface.

Des tuyauteries de raccordement à pente montante sont normalement requises pour les besoins de l'essai (voir 11.4.4) puisqu'elles peuvent être purgées facilement. Au cours d'usage prolongé, les tuyauteries à pente montante peuvent accumuler graduellement de l'air ce qui nécessite de les purger fréquemment; c'est pourquoi, lorsque les prises piézométriques sont utilisées d'une manière permanente pour actionner un enregistreur de débit, il peut être préférable de placer les prises piézométriques en dessous de l'axe de la bêche spirale (voir figure 66) et d'utiliser des tuyauteries inclinées continuellement vers le bas jusqu'à l'enregistreur de débit ou au manomètre différentiel. Dans ce cas, il est conseillé de prévoir un dispositif pour éliminer les impuretés éventuelles.

15.2.2 Mesurage relatif du débit par la méthode acoustique

Cette méthode (voir annexe J) se prête aussi aux essais indicels, en raison de la bonne fidélité et de la bonne linéarité des mesures. Pour ce genre d'application de la méthode acoustique, le système à chemin d'ondes unique dans un plan ou dans deux plans croisés tel que l'illustrent les figures 69 et 70 peut être suffisant.

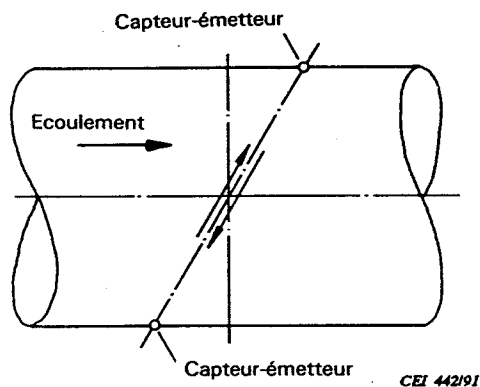


Figure 69 – Méthode acoustique de mesure du débit: exemple d'un système à chemin acoustique unique (à signaux successifs)

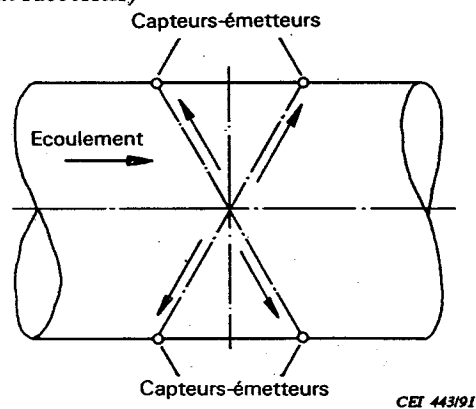


Figure 70 – Méthode acoustique de mesure du débit: exemple d'un système à deux plans acoustiques croisés à chemin d'ondes unique (à signaux synchrones ou successifs)

15.2.1.4 Measurement of the pressure difference between suitably located taps in the pump suction tube

Discharge may be assumed proportional to the square root of the differential pressure.

15.2.1.5 Specifications for pressure taps and gauge piping

The pressure taps used shall comply with the dimensional requirements of 11.4.3. Since the differential pressures to be measured may be small, special attention should be given to removing surface irregularities.

An upward sloping pipe is normally required for test purposes (see 11.4.4) since it is most easily purged. With prolonged use, an upward sloping pipe may gradually accumulate air and thus require purging, and for this reason where the pressure taps are to be used for a permanently operating discharge recorder it may be preferable to locate the pressure taps below the axis of the spiral case (see Figure 66) and use pipework with a continuous downward slope to the discharge recorder or differential pressure gauge. In this case a device is recommended to collect the possible debris.

15.2.2 Relative discharge measurement by acoustic method

This method (see Appendix J) is suitable for index testing, due to the good repeatability of measurements and good linear characteristic. For index test applications of the acoustic method, one single-path system or a double-plane single-path system, as shown in Figures 69 and 70, may be sufficient.

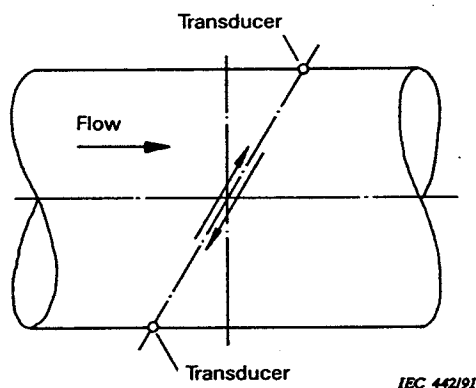


Figure 69 – Acoustic method of discharge measurement: example for single path system (successive signal transmission)

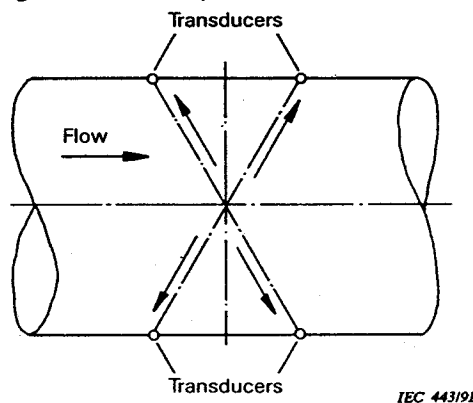


Figure 70 – Acoustic method of discharge measurement: example for double plane single path system (synchronous or successive signal transmission)

15.2.3 *Autres méthodes*

15.2.3.1 Mesurage de la course des pointeaux des turbines Pelton

Cette méthode peut être utilisée pour la mesure du débit relatif à condition que la courbe caractéristique du débit en fonction de la course des pointeaux ait été préalablement vérifiée par des essais sur un modèle homologue de la turbine et qu'on s'assure, au cours des essais, que les pointeaux, les injecteurs et les ailerons de support sont propres et en bon ordre.

15.2.3.2 Mesurage à l'aide d'un seul moulinet convenablement placé

Cette méthode indicielle est fréquemment utilisée, surtout pour les turbines de basse chute.

15.2.3.3 Autres méthodes applicables pour la mesure du débit indiciel

D'autres méthodes peuvent être utilisées, par exemple la mesure de la pression différentielle dans un coude, dans un divergent, etc., à condition qu'elles donnent des valeurs significatives.

15.3 *Mesurage des autres grandeurs*

15.3.1 *Energie hydraulique massique*

L'énergie hydraulique massique de la machine hydraulique est déterminée conformément à l'article 11. Lorsque la méthode indicielle ne donne qu'une valeur relative du débit, les valeurs de l'énergie cinétique massique ne peuvent qu'être estimées approximativement. Cela peut être effectué en présupposant une valeur du rendement de la turbine, généralement du rendement maximal, et en en déduisant le débit correspondant.

15.3.2 *Puissance*

La puissance de la machine hydraulique ou du groupe complet est déterminée conformément à l'article 12. Dans certains cas il suffit d'utiliser les instruments de mesure de la salle de commande de la centrale.

15.3.3 *Vitesse de rotation*

La vitesse de rotation de la machine hydraulique est déterminée conformément à l'article 13. Dans certains cas il suffit d'utiliser les instruments de la salle de commande de la centrale.

15.3.4 *Ouvertures de la machine*

Les ouvertures requises de la machine doivent être enregistrées pour chaque séquence.

Une attention particulière doit être portée à l'étalonnage des échelles externes en fonction de la mesure exacte des ouvertures. De plus, il y a lieu que l'étalonnage démontre que les différences entre les ouvertures individuelles ne sont pas significatives.

15.4 *Calcul des résultats*

15.4.1 Les données d'essais doivent fournir pour chaque séquence la valeur indicielle Q_i du débit, l'énergie hydraulique massique E , la puissance de la machine P , la vitesse de rotation n et les ouvertures de la machine.

15.2.3 *Other methods*

15.2.3.1 Measurement of the needle stroke on Pelton turbines

It may be used to give an index discharge provided that the discharge/stroke characteristic shape has been checked by tests on a homologous model of the turbine and great care is taken to ensure that, during the test, the needle, nozzle and support vanes are clean and in good order.

15.2.3.2 Measurement by means of one single current-meter suitably located

This index method is commonly used particularly for low head turbines.

15.2.3.3 Other methods of obtaining index discharge

Other methods may be used (for instance differential pressure in a bend, in a divergence etc.), provided they give a representative value.

15.3 *Measurement of other quantities*

15.3.1 *Specific hydraulic energy*

The specific hydraulic energy of the hydraulic machine is determined in accordance with Clause 11. When only a relative discharge by index test is measured, specific kinetic energies can only be estimated. This may be done by assuming a value of turbine efficiency, usually the peak value, and thus estimate the discharge.

15.3.2 *Power*

The power of the hydraulic machine or of the complete unit is determined in accordance with Clause 12. In some cases it is sufficient to use the switch board instruments.

15.3.3 *Rotational speed*

The rotational speed of the hydraulic machine is determined in accordance with Clause 13. In some cases it is sufficient to use the switch board instruments.

15.3.4 *Machine openings*

The relevant openings shall be recorded for each run.

Attention shall be given to the accurate calibration of the openings against an external scale. The calibration should include a check that differences between individual openings are not significant.

15.4 *Computation of results*

15.4.1 The test data shall provide for each run the index discharge Q_i , the specific hydraulic energy E , the power of the machine P , the rotational speed n and the machine openings.

15.4.2 Le rendement relatif d'une turbine est donné par la relation

$$\eta_{\text{rel}} = (P/E \cdot Q_i) / (P/E \cdot Q_i)_{\text{ref}}$$

le rendement relatif d'une pompe est donné par la relation

$$\eta_{\text{rel}} = (E \cdot Q_i / P) / (E \cdot Q_i / P)_{\text{ref}}$$

le débit relatif est donné par la relation

$$Q_{\text{rel}} = Q_i / Q_{i\text{ref}}$$

$Q_{i\text{ref}}$ est souvent estimé en supposant une valeur absolue probable du rendement relatif maximal, par exemple la valeur maximale garantie ou anticipée pour la même valeur de l'énergie hydraulique massique que celle qui a été mesurée en ce point lors de l'essai.

15.5 Incertitude de mesure

Si l'essai indiciel fait partie de l'essai de réception et si les valeurs absolues sont dérivées de mesures du débit relatif obtenues par un dispositif étalonné au moyen d'une méthode absolue (voir 15.1.3), l'incertitude totale de la méthode d'étalonnage devient égale à l'incertitude systématique sur le débit mesuré.

Dans les autres cas les erreurs systématiques, si elles ont une valeur relative constante (bien qu'inconnue en vraie grandeur), n'affectent pas les résultats.

L'erreur systématique principale qui peut affecter l'essai indiciel dans le cas de la mesure du débit indiciel par les méthodes de pression différentielle (voir 15.2.1) est due aux écarts possibles de l'exposant n par rapport à la valeur théoriquement égale à 0,5 dans l'équation qui donne le débit indiciel en fonction de la différence de pression. Différents facteurs peuvent conduire à des valeurs différentes de l'exposant n . Les écarts maximaux de l'exposant n ont conduit occasionnellement à des valeurs comprises entre 0,48 et 0,52 et ont été constatés généralement dans des conditions défavorables, comme à basse vitesse dans les bâches spirales ou dans les types de bêche semi-spirales. Les effets des écarts de l'exposant n sur le débit relatif sont illustrés sur la figure 71.

Les résultats étant affectés par les erreurs aléatoires, il convient d'effectuer les mesures pour un nombre de points suffisant, conformément aux procédures établies dans l'annexe D.

L'erreur systématique principale qui peut affecter l'essai indiciel dans le cas de mesure du débit indiciel par la méthode acoustique provient de la non-linéarité attribuable aux écoulements transversaux, ou des changements de répartition des vitesses.

Lorsqu'on effectue des mesures de vitesse locale à l'aide d'un seul moulinet, l'erreur principale provient des éventuelles variations de la répartition des vitesses, de sorte que le rapport de la vitesse débitante à la vitesse locale mesurée peut ne pas rester constant lorsque le débit varie.

15.4.2 Relative turbine efficiency is given by

$$\eta_{\text{rel}} = (P/E \cdot Q_i)/(P/E \cdot Q_i)_{\text{ref}}$$

relative pump efficiency is given by

$$\eta_{\text{rel}} = (E \cdot Q_i/P)/(E \cdot Q_i/P)_{\text{ref}}$$

relative discharge is given by

$$Q_{\text{rel}} = Q_i/Q_{i\text{ref}}$$

$Q_{i\text{ref}}$ is often estimated assuming a probable absolute value for the maximum relative efficiency, for instance the maximum guaranteed or expected value at the same specific hydraulic energy measured during the test.

15.5 Uncertainty of measurement

If the index test is a part of the field acceptance test and absolute values are derived from relative discharge measurements, the index discharge device being calibrated by means of an absolute method (see 15.1.3), the total uncertainty of the calibration method becomes the systematic uncertainty of the discharge measurement.

In other cases the systematic errors, if they are a constant percentage (although unknown in magnitude), do not affect the results.

The main systematic error which can affect the index test in the case of measurement of index discharge by differential pressure methods (see 15.2.1) arises from possible deviation of the exponent n theoretically equal to 0,5 in the equation relating index discharge to differential pressure. Various factors may produce different exponents. The widest deviations in exponent occasionally encountered are 0,48 to 0,52 usually under such unfavourable circumstances as low spiral velocities or semi-spiral construction. The effects of these deviations in exponent n on relative discharge are shown in Figure 71.

Random errors affect the results and a sufficient number of points should be made in accordance with the procedures set out in Appendix D.

The main systematic error which can affect the index test in the case of measurement of index discharge by the acoustic method arises from non-linearity attributable to cross-flow effects, or changing velocity distribution.

When using local velocity measurement with a single current-meter, the main error arises from the possible changes in velocity distribution, so that the ratio of the mean flow velocity to the measured local velocity may not remain constant when the discharge varies.

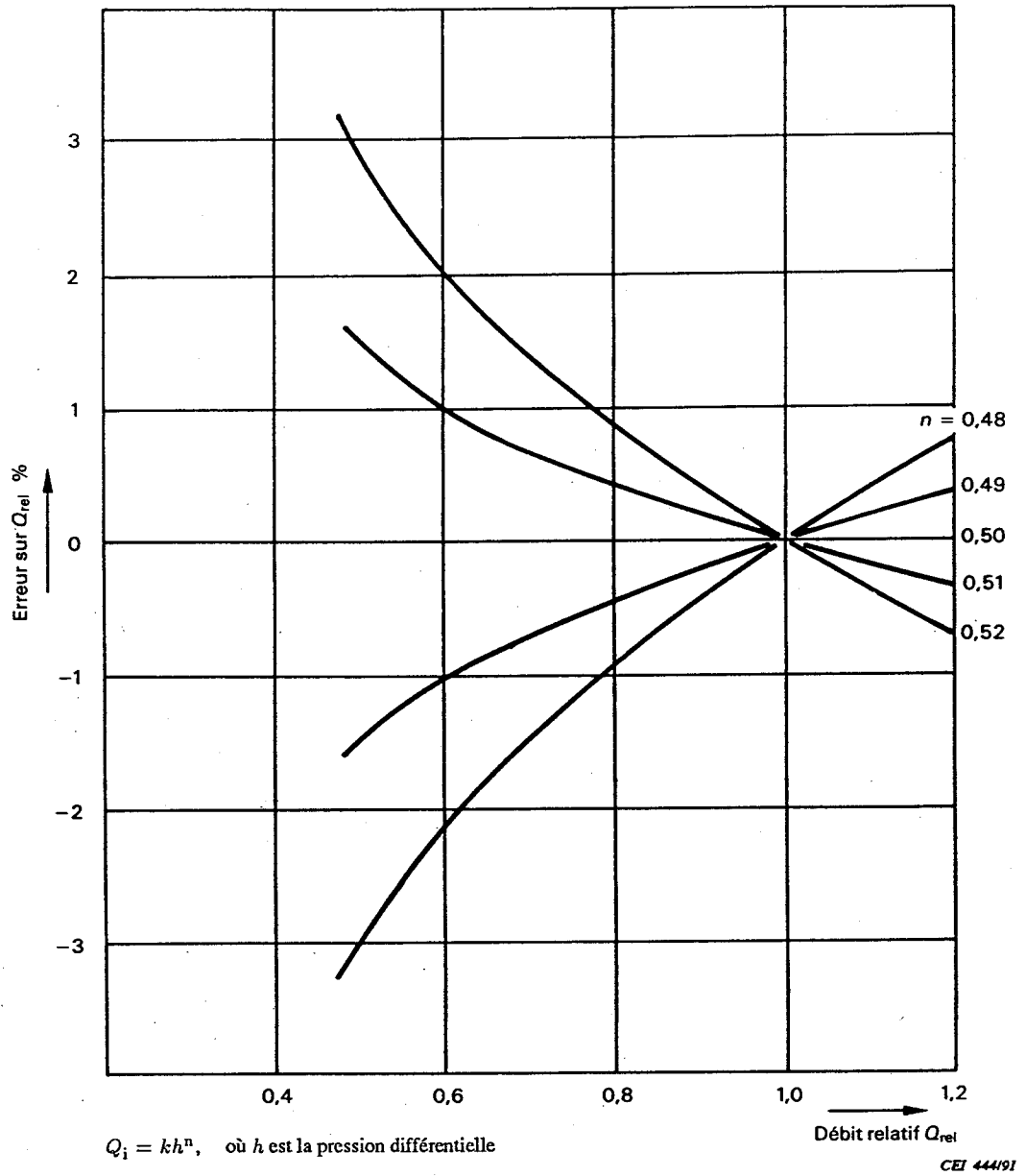


Figure 71 – Méthodes de pression différentielle – Effet de l'écart de l'exposant n sur le calcul du débit relatif

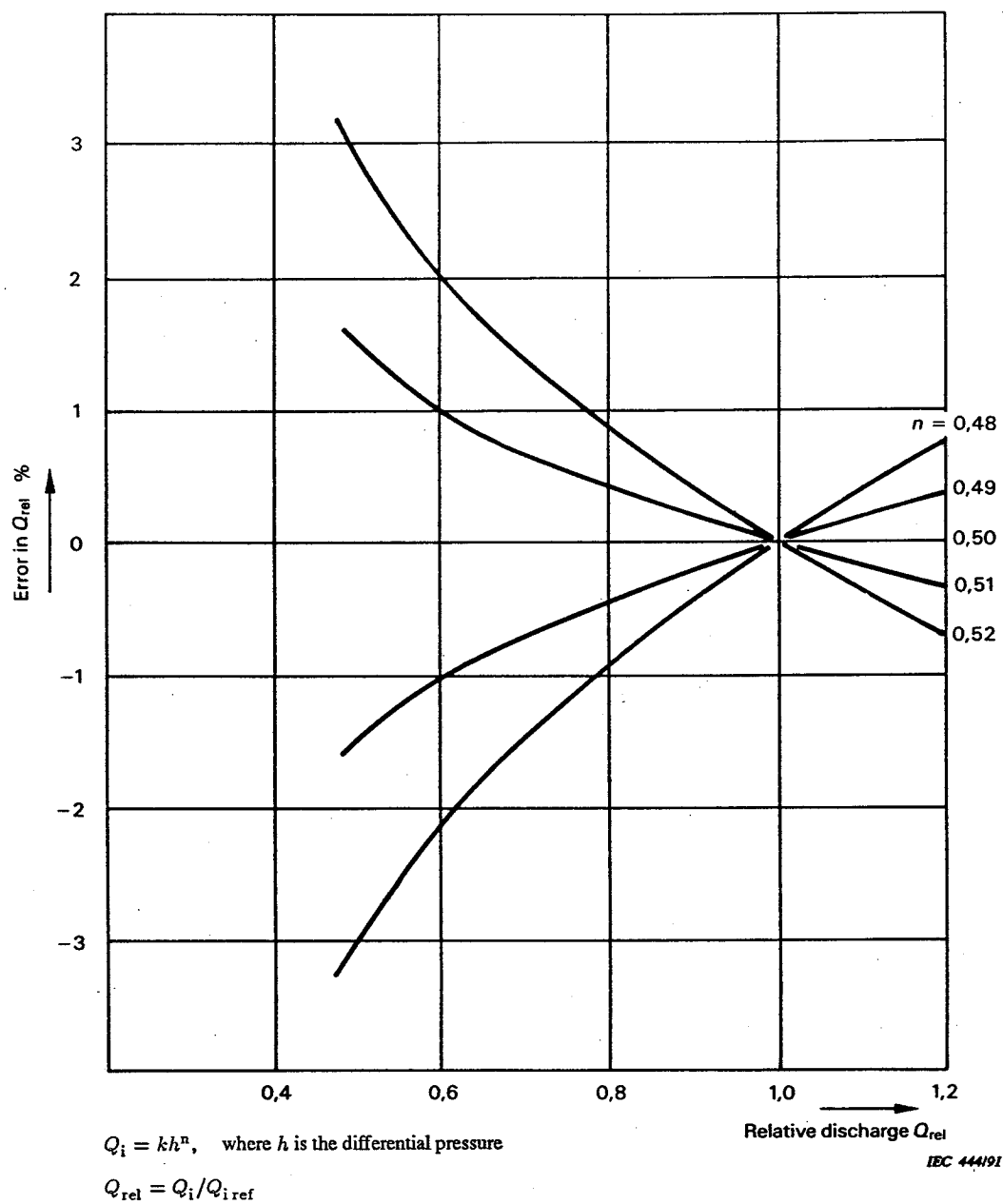


Figure 71 – Differential pressure methods – Effect of the deviation in the exponent n on the computation of relative discharge

ANNEXE A

INCERTITUDES SYSTÉMATIQUES SUR LES MESURES DE PERFORMANCES
EN RÉGIME PERMANENT

A1. Valeurs usuelles des incertitudes systématiques sur les diverses grandeurs

La présente annexe peut servir de guide pour une estimation préliminaire des incertitudes systématiques — supposées au niveau de confiance de 95 % — qui affectent chaque grandeur, selon la méthode de mesure et l'appareillage utilisés. C'est à partir de ces valeurs d'incertitude systématique que l'on doit ensuite déterminer l'incertitude systématique sur le rendement comme exposé en 6.2.3. Des exemples de calcul de l'incertitude sur l'énergie hydraulique massique E et sur l'énergie mécanique massique E_m sont donnés aux articles A2 et A3. Le tableau ci-après devra être lu en le rapprochant des articles appropriés de la présente norme (articles 10 à 14).

Il faut souligner que les valeurs des incertitudes systématiques citées ci-après sont valables pour des mesures effectuées par du personnel expérimenté, avec un appareillage de grande précision et conformément aux normes afférentes. Les valeurs réelles des incertitudes systématiques, de même que celles des incertitudes aléatoires, dépendent de nombreux facteurs dont certains ne peuvent être évalués qu'après la fin des essais. Il faut donc passer ces facteurs en revue une fois les essais terminés et, si nécessaire, adopter une valeur révisée des incertitudes (voir 6.2.3.4).

Les incertitudes présentées au tableau AI sont basées à la fois sur une estimation analytique de l'erreur probable et sur les résultats d'un nombre assez restreint d'essais comparatifs entre diverses méthodes. Il est donc souhaitable de multiplier de tels essais.

APPENDIX A

SYSTEMATIC UNCERTAINTIES IN PERFORMANCE MEASUREMENTS
AT STEADY STATE CONDITIONS

A1. Usual values of systematic uncertainties in the various quantities

This appendix may be used as a guide for a preliminary estimation of the systematic uncertainties, assumed to be at the 95 % confidence level, in each quantity, according to the method of measurement and the equipment used. These values of systematic uncertainties are then to be used to obtain the systematic uncertainty in the efficiency determination as stated in 6.2.3. Examples of calculation of uncertainty in specific hydraulic energy E and specific mechanical energy E_m are given in clauses A2 and A3. The table below should be read in conjunction with the appropriate clauses in this standard (Clauses 10 to 14).

It must be emphasized that the values of systematic uncertainties quoted below apply to measurements made by experienced personnel with an apparatus of high accuracy and in accordance with the relevant standards. The actual values of the systematic uncertainties, like those of the random uncertainties, depend on many factors, some of which can only be evaluated after completion of the test. A review of these factors shall therefore be made after completing the test and revised values of uncertainties be adopted if necessary (see 6.2.3.4).

The uncertainties stated in Table AI are based both on an analytical estimate of the probable error and on the results of a fairly limited number of comparative tests using different methods of measurement. It is therefore recommended that the number of such comparative tests be increased.

TABLEAU AI

Estimation des incertitudes systématiques (au niveau de confiance de 95%)

Méthodes de mesure ¹⁾	Gammes des valeurs usuelles	Valeurs à attendre dans des conditions normales
1. Incertitude systématique relative f_Q sur les mesures de débit		
– Moulinets:		
• en conduite fermée	±1,0 à ±1,5%	±1,3%
• en pertuis d'entrée avec tuyère	±1,0 à ±2,0%	±1,3%
• en pertuis d'entrée sans tuyère	±1,2 à ±2,0%	±1,8%
• en canal découvert à section rectangulaire	±1,2 à ±2,0%	±1,5%
• en canal découvert à section trapézoïdale	±1,4 à ±2,3%	±1,7%
– Tubes de Pitot normalisés en conduite fermée	±1,5 à ±2,5%	±2,0%
– Méthode pression-temps	±1,5 à ±2,3%	±1,7%
– Méthodes par traceurs:		
• temps de transit	±1,0 à ±1,5%	±1,3%
• dilution	±1,0 à ±2,0%	±1,5%
– Déversoirs à mince paroi	±1,7 à ±3,0%	±2,4%
– Appareils déprimogènes normalisés:		
• diaphragme, tuyère ISA 1932 ou tube de Venturi classique à convergent brut de fonderie	±1,0 à ±1,5%	±1,3%
• autres appareils	±1,5 à ±2,0%	±1,7%
– Méthode volumétrique	±1,0 à ±2,0%	±1,5%
2. Incertitude systématique absolue e_z sur les mesures de niveau libre ²⁾ (non valable pour les mesures au déversoir)		
– Limnimètre à pointe ou à crochet	±0,002 à ±0,01 m	±0,005 m
– Limnimètre à flotteur	±0,005 à ±0,015 m	±0,01 m
– Technique du bulle à bulle		
– Limnimètre à plaque, échelle limnimétrique	±0,01 à ±0,04 m	±0,02 m
– Capteur de pression immergé	±(2 à 6) × 10 ⁻³ $Z_{\max}^{3)}$	±3 × 10 ⁻³ $Z_{\max}^{3)}$

- 1) Les valeurs figurant dans ce tableau ne représentant que la seule composante systématique de l'incertitude, elles ne peuvent suffire à porter un jugement sur les différentes méthodes de mesure car certaines d'entre elles sont sujettes à des incertitudes aléatoires plus élevées que d'autres.
- 2) Ces valeurs sont valables dans des conditions d'écoulement calmes et pour des vitesses inférieures à 1,5 m·s⁻¹ environ (voir 11.6).
- 3) Où $Z_{\max}$ est la lecture de l'appareil à pleine échelle.

TABLE AI

Estimated systematic uncertainty (at 95% confidence level)

Methods of measurement ¹⁾	Range of usual values	Values to be expected in normal conditions
1. Relative systematic uncertainty f_Q in discharge measurement		
– Current-meters:		
• in closed conduits	±1,0 to ±1,5%	±1,3%
• in intakes with bell-mouth	±1,0 to ±2,0%	±1,3%
• in intakes without bell-mouth	±1,2 to ±2,0%	±1,8%
• in open channels with rectangular section	±1,2 to ±2,0%	±1,5%
• in open channels with trapezoidal section	±1,4 to ±2,3%	±1,7%
– Standardised Pitot tubes in closed conduits	±1,5 to ±2,5%	±2,0%
– Pressure-time method	±1,5 to ±2,3%	±1,7%
– Tracer methods:		
• transit time	±1,0 to ±1,5%	±1,3%
• dilution	±1,0 to ±2,0%	±1,5%
– Sharp crested weir	±1,7 to ±3,0%	±2,4%
– Standardised differential pressure devices:		
• orifice plate, ISA 1932 nozzle or classical Venturi tube with a rough cast convergence	±1,0 to ±1,5%	±1,3%
• other devices	±1,5 to ±2,0%	±1,7%
– Volumetric gauging method	±1,0 to ±2,0%	±1,5%
2. Absolute systematic uncertainty e_z in free water level measurement ²⁾ (not for weir measurements)		
– Point or hook gauge	±0,002 to ±0,01 m	±0,005 m
– Float gauge	±0,005 to ±0,015 m	±0,01 m
– Bubbler with compressed air }		
– Plate gauge, fixed scale	±0,01 to ±0,04 m	±0,02 m
– Immersible pressure transducer	$\pm(2 \text{ to } 6) \times 10^{-3} Z_{\max}^{3)}$	$\pm 3 \times 10^{-3} Z_{\max}^{3)}$

- 1) The values given in this table being representative only of the systematic component of the uncertainty, they are not sufficient to pass judgment on the various methods of measurement, for some of them are subject to higher random uncertainties than others.
- 2) These values are valid for calm water conditions and velocities less than about $1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (see 11.6).
- 3) Where $Z_{\max}$ is the full scale reading of the instrument.

TABLEAU AI (suite)

Méthodes de mesure	Gammes des valeurs usuelles	Valeurs à attendre dans des conditions normales
3. Incertitude systématique absolue e_p sur les mesures de pression ¹⁾		
– Manomètre mercure/cau	± 100 à ± 500 Pa	± 200 Pa
– Manomètre air/cau	± 10 à ± 50 Pa	± 20 Pa
– Manomètre à poids	$\pm (1 \text{ à } 3) \times 10^{-3} p$	$\pm 10^{-3} p$
– Manomètre à ressort	$\pm (3 \text{ à } 10) \times 10^{-3} p_{\max}^{2)}$	$\pm 5 \times 10^{-3} p_{\max}$
– Capteur de pression	$\pm (2 \text{ à } 6) \times 10^{-3} p_{\max}^{2)}$	$\pm 3 \times 10^{-3} p_{\max}$
4. Incertitude systématique relative f_p sur les mesures de puissance		
– Par la puissance électrique aux bornes du générateur ou du moteur, en courant alternatif (méthode indirecte)	$\pm 0,5$ à $\pm 1,0\%$	$\pm 0,7\%$
– Par mesurage du couple et de la vitesse (méthode directe)	$\pm 0,8$ à $\pm 1,3\%$	$\pm 1,0\%$
5. Incertitude systématique relative f_n sur les mesures de vitesse		
– Tachymètre	$\pm 0,2$ à $\pm 0,4\%$	$\pm 0,25\%$
– Compteur électronique ou autre appareil de précision	$\leq \pm 0,2\%$	$\leq \pm 0,1\%$
6. Incertitudes systématiques absolues e_Θ et $e_{\Delta\Theta}$ sur les mesures de température		
– Température thermodynamique Θ avec un thermomètre	$\pm 0,3$ à ± 1 K	$\pm 0,5$ K
– Différence de température $\Delta\Theta$ avec un thermomètre différentiel (méthode thermodynamique)	–	$\pm 0,001$ K
7. Incertitudes systématiques relatives f_ρ , f_α et f_{c_p} sur les propriétés physiques de l'eau lues dans les tableaux		
– Masse volumique ρ	–	$\pm 0,1\%$
– Facteur isotherme α	–	$\pm 0,2\%$
– Capacité thermique massique c_p	–	$\pm 0,5\%$
8. Incertitude systématique relative f_g sur l'accélération due à la pesanteur		
	0 à $\pm 0,1\%$	négligeable

- 1) Ces valeurs sont valables dans des conditions d'écoulement stables. Dans d'autres cas (p.ex. à la sortie de la machine), les fluctuations de pression peuvent être importantes et stochastiques, de sorte que si elles ne sont pas correctement amorties (voir 11.4.5) l'incertitude e_p peut se trouver accrue.

Par ailleurs, ces valeurs s'appliquent à la pression mesurée par l'appareil; elles ne tiennent pas compte de l'incertitude sur le niveau de référence de celui-ci.

- 2) Où $p_{\max}$ est la lecture de l'appareil à pleine échelle.

TABLE AI (continued)

Methods of measurement	Range of usual values	Values to be expected in normal conditions
3. Absolute systematic uncertainty e_p in pressure measurement ¹⁾		
– Mercury/water column manometer	± 100 to ± 500 Pa	± 200 Pa
– Water/air column manometer	± 10 to ± 50 Pa	± 20 Pa
– Dead weight manometer	$\pm (1 \text{ to } 3) \times 10^{-3} p$	$\pm 10^{-3} p$
– Spring pressure gauge	$\pm (3 \text{ to } 10) \times 10^{-3} p_{\max}^{2)}$	$\pm 5 \times 10^{-3} p_{\max}$
– Pressure transducer	$\pm (2 \text{ to } 6) \times 10^{-3} p_{\max}^{2)}$	$\pm 3 \times 10^{-3} p_{\max}$
4. Relative systematic uncertainty f_p in power measurement		
– From electric power of a.c. generator or motor (indirect method)	$\pm 0,5$ to $\pm 1,0\%$	$\pm 0,7\%$
– By torque and speed measurements (direct method)	$\pm 0,8$ to $\pm 1,3\%$	$\pm 1,0\%$
5. Relative systematic uncertainty f_n in speed measurement		
– Tachometer	$\pm 0,2$ to $\pm 0,4\%$	$\pm 0,25\%$
– Electronic counter and other precision devices	$\leq \pm 0,2\%$	$\leq \pm 0,1\%$
6. Absolute systematic uncertainties e_Θ and $e_{\Delta\Theta}$ in temperature measurement		
– Thermodynamic temperature Θ with thermometer	$\pm 0,3$ to ± 1 K	$\pm 0,5$ K
– Temperature difference $\Delta\Theta$ with differential thermometer (thermodynamic method)	–	$\pm 0,001$ K
7. Relative systematic uncertainties f_ρ , f_a and f_{c_p} of water properties in the tables		
– Density ρ	–	$\pm 0,1\%$
– Isothermal factor α	–	$\pm 0,2\%$
– Specific heat capacity c_p	–	$\pm 0,5\%$
8. Relative systematic uncertainty f_g of acceleration of gravity		
	0 to $\pm 0,1\%$	negligible

- 1) These values are valid for stable flow conditions. In other cases (e.g. at the machine outlet) pressure fluctuations can be important and stochastic, so that when they are not correctly damped (see Subclause 11.4.5) e_p may be increased.

These values apply to the pressure measured by the instrument; they do not take into account the uncertainty in the reference level of the instrument.

- 2) Where $p_{\max}$ is the full scale reading of the instrument.

Les incertitudes systématiques f_E , f_{E_m} et f_η doivent être évaluées en combinant les incertitudes systématiques composantes sur la détermination des pressions, des propriétés de l'eau, des températures, des vitesses moyennes, des niveaux et des termes correctifs éventuels. En raison des possibilités très diverses pour déterminer E et E_m , il n'est pas possible de spécifier dans cette norme une formule générale pour le calcul de f_E et f_{E_m} . Pour chacune, un exemple de calcul est donné ci-après.

Les valeurs des incertitudes systématiques f_E , f_{E_m} et f_η dépendent de l'appareillage utilisé et de l'installation. Le choix de l'appareillage dépend lui-même de la valeur de l'énergie hydraulique massique et des conditions du site.

Le premier exemple (article A2) conduit à une incertitude $f_E = \pm 0,21\%$ pour une énergie hydraulique massique de la machine de $1\,047 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$. Le second exemple (article A3) conduit à une incertitude $f_{E_m} = \pm 0,74\%$ pour une énergie hydraulique massique de $2\,941 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$. Pour des valeurs plus faibles de l'énergie hydraulique massique, on peut s'attendre dans les deux cas à des valeurs plus élevées de l'incertitude sur E et sur E_m .*.

A2. Exemple de calcul de l'incertitude systématique sur l'énergie hydraulique massique de la machine et sur le rendement qui en dérive

Supposons que dans un certain aménagement de chute moyenne, tel que le représente la figure 5 b, on utilise les méthodes de mesure suivantes:

- Débit: mesurage par moulinets montés dans la conduite. Dans les conditions pratiques de ce site, l'incertitude systématique sur cette grandeur est évaluée à $\pm 1,2\%$.
- Energie hydraulique massique: du côté haute pression, mesurage de la pression dans la conduite à l'aide d'un manomètre à poids mort; du côté basse pression, mesurage du niveau dans le canal de fuite par des échelles fixes verticales.

Dans un tel cas, l'énergie hydraulique massique est donnée par:

$$E = \frac{p_{1'}}{\rho} + \bar{g}(z_{1'} - z_{2'}) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2)$$

Si, d'une façon générale, e_x est l'incertitude systématique absolue sur la grandeur x (et si donc l'incertitude systématique relative est $f_x = e_x/x$), l'incertitude systématique relative sur l'énergie hydraulique massique est donnée par**:

$$f_E = \frac{e_E}{E} = \frac{\left[(e_{p_{1'}/\rho})^2 + (e_{gz_{1'}})^2 + (e_{gz_{2'}})^2 + (e_{v_1^2/2})^2 + (e_{v_2^2/2})^2 \right]^{1/2}}{\frac{p_{1'}}{\rho} + \bar{g}(z_{1'} - z_{2'}) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2)}$$

Supposons par exemple les valeurs suivantes:

$p_{1'} = 10,5 \times 10^5 \text{ Pa}$	$f_{p_{1'}} = \pm 0,2\%$
$z_{1'} = 2 \text{ m}$	$e_{z_{1'}} = \pm 0,01 \text{ m}$
$z_{2'} = 4 \text{ m}$	$e_{z_{2'}} = \pm 0,03 \text{ m}$
$v_1 = 6 \text{ m/s}$	$f_{v_1} = \pm 1,2\%$
$v_2 = 1,5 \text{ m/s}$	$f_{v_2} = \pm 1,2\%$

et supposons que les incertitudes sur $\bar{g}$ et $\bar{g}$ puissent être négligées.

* Par exemple $f_E = \pm 0,6\%$ pour $E = 100 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ au lieu de $f_E = \pm 0,21\%$ pour $E = 1\,047 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$

** En réalité, cette formule ne constitue qu'une approximation, car v_1^2 et v_2^2 ne sont pas des grandeurs indépendantes.

The systematic uncertainties f_E , f_{E_m} and f_η shall be estimated by combining the component systematic uncertainties in the determination of pressures, water properties, temperatures, mean velocities, levels and corrective terms if any. Due to the various possibilities for determining E and E_m , it is not possible to specify in this standard a general formulation for the calculation of f_E and f_{E_m} . For each, an example of calculation is given here after.

The values of the systematic uncertainties f_E , f_{E_m} and f_η depend on instrumentation used and installation. The choice of instrumentation depends on the value of the specific hydraulic energy and site conditions.

The first example (Clause A2) shows an uncertainty $f_E = \pm 0,21\%$ for a specific hydraulic energy of machine of $1047 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$. The second example (Clause A3) shows an uncertainty $f_{E_m} = \pm 0,74\%$ for a specific hydraulic energy of $2941 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$. At lower values of specific hydraulic energy greater values of uncertainty in both E and E_m are to be expected*.

A2. Example of calculation of systematic uncertainty in the specific hydraulic energy of machine and in the derived efficiency

Let us assume that in a given medium head power plant as shown in Figure 5 b, the methods of measurement are as follows:

- Discharge: measurement by means of current-meters in the penstock. In the actual site conditions, the systematic uncertainty in this quantity is estimated at $\pm 1,2\%$.
- Specific hydraulic energy: at the high pressure side, measurement of the pressure in the penstock with a dead-weight manometer; at the low pressure side, measurement of the tailwater level with vertical fixed scales.

In this case, the specific hydraulic energy is given by:

$$E = \frac{p_{1'}}{\rho} + \bar{g}(z_{1'} - z_{2'}) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2)$$

If, in a general way, e_x is the absolute systematic uncertainty in the quantity x (thus, the relative systematic uncertainty is $f_x = e_x/x$), then the relative systematic uncertainty in the specific hydraulic energy is given by**:

$$f_E = \frac{e_E}{E} = \frac{\left[(e_{p_{1'}/\rho})^2 + (e_{gz_{1'}})^2 + (e_{gz_{2'}})^2 + (e_{v_1^2/2})^2 + (e_{v_2^2/2})^2 \right]^{1/2}}{\frac{p_{1'}}{\rho} + \bar{g}(z_{1'} - z_{2'}) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2)}$$

Let us assume for instance that:

$p_{1'} = 10,5 \times 10^5 \text{ Pa}$	$f_{p_{1'}} = \pm 0,2\%$
$z_{1'} = 2 \text{ m}$	$e_{z_{1'}} = \pm 0,01 \text{ m}$
$z_{2'} = 4 \text{ m}$	$e_{z_{2'}} = \pm 0,03 \text{ m}$
$v_1 = 6 \text{ m/s}$	$f_{v_1} = \pm 1,2\%$
$v_2 = 1,5 \text{ m/s}$	$f_{v_2} = \pm 1,2\%$

and that the uncertainties in ρ and $\bar{g}$ may be neglected.

* For example $f_E = \pm 0,6\%$ for a value of $E = 100 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ instead of $f_E = \pm 0,21\%$ for $E = 1047 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$

** In fact, this formula is only an approximation, for v_1^2 and v_2^2 are not independent quantities.

On obtient alors:

$$e_{p_1, \bar{e}} = \frac{p_1}{\bar{e}} f_{p_1} = \pm \frac{10,5 \times 10^5}{10^3} \times \frac{0,2}{100} = \pm 2,1 \text{ J/kg}$$

$$e_{gz_1} = \pm 9,81 \times 0,01 = \pm 0,1 \text{ J/kg}$$

$$e_{gz_2} = \pm 9,81 \times 0,03 = \pm 0,3 \text{ J/kg}$$

$$e_{v_1^2/2} = v_1^2 f_{v_1} = \pm 36 \times \frac{1,2}{100} = \pm 0,43 \text{ J/kg}$$

$$e_{v_2^2/2} = v_2^2 f_{v_2} = \pm 2,25 \times \frac{1,2}{100} = \pm 0,03 \text{ J/kg}$$

$$\text{et } f_E = \frac{[(2,1)^2 + (0,1)^2 + (0,3)^2 + (0,43)^2 + (0,03)^2]^{1/2}}{1\,050 + 9,81(2-4) + \frac{1}{2}(36-2,25)} = \pm \frac{2,17}{1\,047} = \pm 0,21\%$$

Dans un tel cas, l'incertitude systématique relative sur l'énergie hydraulique massique est pratiquement égale à celle sur la mesure de la pression.

- c) Puissance: détermination de la puissance mécanique par mesurage de la puissance électrique aux bornes du générateur. L'incertitude systématique peut être estimée à $\pm 0,7\%$.
- d) Rendement: en combinant les incertitudes systématiques sur les grandeurs mesurées, on obtient l'incertitude systématique sur le rendement:

$$f_\eta = \frac{e_\eta}{\eta} = [f_Q^2 + f_E^2 + f_P^2]^{1/2} = \pm [(0,012)^2 + (0,002)^2 + (0,007)^2]^{1/2} = \pm 1,4\%.$$

A3. Exemple de calcul de l'incertitude systématique sur l'énergie mécanique massique à la roue et sur le rendement qui en dérive

Supposons que, pour une turbine Francis de 300 m de chute (soit $2\,941 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$) dans un aménagement tel que le représente la figure 5b, on utilise les méthodes de mesure suivantes:

- a) Energie hydraulique massique E : mesurage au moyen d'un manomètre à poids mort du côté haute pression et au moyen d'un manomètre à mercure du côté basse pression. Dans les conditions pratiques de ce site, l'incertitude systématique relative sur cette grandeur est évaluée à $\pm 0,2\%$.
- b) Energie mécanique massique à la roue E_m : application de la méthode thermodynamique par mode opératoire direct. Du côté haute pression, mesurage dans une enceinte de mesure 11 (voir figure 60); pression au moyen d'un manomètre à poids mort, température au moyen d'un capteur thermométrique. L'enceinte de mesure est reliée à la conduite par une tuyauterie d'échantillonnage isolée.

Du côté basse pression, mesurage de la pression par un manomètre à mercure. De ce côté, le capteur thermométrique est introduit directement dans l'écoulement.

Les deux capteurs thermométriques sont reliés à un thermomètre différentiel.

Les énergies du débit d'équilibrage et du débit d'arrosage des étanchéités sont mesurées avec une approximation suffisante par la méthode calorimétrique.

Then:

$$e_{p_{1'}/\bar{e}} = \frac{p_{1'}}{\bar{e}} f_{p_{1'}} = \pm \frac{10,5 \times 10^5}{10^3} \times \frac{0,2}{100} = \pm 2,1 \text{ J/kg}$$

$$e_{gz_{1'}} = \pm 9,81 \times 0,01 = \pm 0,1 \text{ J/kg}$$

$$e_{gz_{2'}} = \pm 9,81 \times 0,03 = \pm 0,3 \text{ J/kg}$$

$$e_{v_1^2/2} = v_1^2 f_{v_1} = \pm 36 \times \frac{1,2}{100} = \pm 0,43 \text{ J/kg}$$

$$e_{v_2^2/2} = v_2^2 f_{v_2} = \pm 2,25 \times \frac{1,2}{100} = \pm 0,03 \text{ J/kg}$$

$$\text{and } f_E = \frac{[(2,1)^2 + (0,1)^2 + (0,3)^2 + (0,43)^2 + (0,03)^2]^{1/2}}{1050 + 9,81(2-4) + \frac{1}{2}(36-2,25)} = \pm \frac{2,17}{1047} = \pm 0,21\%$$

In such a case, the relative systematic uncertainty in the specific hydraulic energy is practically equal to that in the pressure measurement.

c) Power: determination of the mechanical power from the measurement of the electrical power at the generator terminals. The systematic uncertainty may be estimated at $\pm 0,7\%$.

d) Efficiency: by combining the systematic uncertainties in the measured quantities, the systematic uncertainty in the efficiency is:

$$f_\eta = \frac{e_\eta}{\eta} = [f_Q^2 + f_E^2 + f_P^2]^{1/2} = \pm [(0,012)^2 + (0,002)^2 + (0,007)^2]^{1/2} = \pm 1,4\%.$$

A3. Example of calculation of systematic uncertainty in the specific mechanical energy at runner and in the derived efficiency

Let us assume that for a Francis turbine under a head of 300 m ($E = 2941 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$) of a power plant as shown in Figure 5b, the methods of measurement are as follows:

- Specific hydraulic energy E : measurement by means of a dead-weight manometer on the high pressure side and by a mercury manometer on the low pressure side. In the actual site conditions, the relative systematic uncertainty in this quantity is estimated to $\pm 0,2\%$.
- Specific mechanical energy at runner E_m : application of the thermodynamic method by direct operating procedure. On the high pressure side, measurements in a measuring vessel 11 (see Figure 60); pressure by means of a dead-weight manometer, temperature by a temperature sensor. The measuring vessel is connected to the penstock by an insulated sampling pipe.

On the low pressure side, measurement of the pressure with a mercury manometer. On this side the temperature sensor is introduced directly into the flow.

Both temperature sensors are connected to a differential thermometer device.

The energies of the balancing water and of the gland water are measured by the calorimetric method with sufficient approximation.

Dans un tel cas, l'énergie mécanique massique est donnée par:

$$E_m = \bar{a}(p_{abs11} - p_{abs20}) + \bar{c}_p(\Theta_{11} - \Theta_{20}) + \frac{v_{11}^2 - v_{20}^2}{2} + g(z_{11} - z_{20}) + \delta E_{ht} + \delta E_B + \delta E_{G1}$$

où:

δE_{ht} est l'énergie correspondant au transfert de chaleur à partir du dispositif d'échantillonnage

δE_B est l'énergie de l'eau du circuit d'équilibrage

δE_{G1} est l'énergie de l'eau du circuit d'arrosage des étanchéités

On suppose que, dans le cas présent, la température de l'eau est rigoureusement constante et que les échanges de chaleur avec le milieu extérieur, à travers les parois et avec l'air ambiant, sont négligeables.

Pour les calculs qui suivent, la formule ci-dessus peut s'écrire:

$$E_m = E_p + E_\Theta + E_v + E_z + \delta E_m$$

Si, d'une façon générale, e_x est l'incertitude systématique absolue sur la grandeur x (et si donc l'incertitude systématique relative est $f_x = e_x/x$), l'incertitude systématique relative sur l'énergie mécanique massique est donnée par:

$$f_{E_m} = \frac{e_{E_m}}{E_m} = \frac{(e_{E_p}^2 + e_{E_\Theta}^2 + e_{E_v}^2 + e_{E_z}^2 + e_{\delta E_m}^2)^{1/2}}{E_m}$$

où:

$$e_{E_p}^2 = \left(\bar{a} e_{p_{abs11}}\right)^2 + \left(\bar{a} e_{p_{abs20}}\right)^2 + \left[(p_{abs11} - p_{abs20}) e_{\bar{a}}\right]^2$$

avec: $e_{\bar{a}}^2 = e_{\bar{a}_{table}}^2 + e_{\bar{a}_{temp}}^2$

où

$e_{\bar{a}_{table}}$ est l'incertitude sur $\bar{a}$ due à l'incertitude sur les valeurs des tables

$e_{\bar{a}_{temp}}$ est l'incertitude sur $\bar{a}$ liée à l'incertitude sur la température

$$e_{E_\Theta}^2 = (\bar{c}_p e_{\Theta_{11}-\Theta_{20}})^2 + \left[(\Theta_{11} - \Theta_{20}) e_{\bar{c}_p}\right]^2 + e_{E_{10}}^2 + e_{E_{20}}^2$$

avec: $e_{\bar{c}_p}^2 = e_{\bar{c}_{p_{table}}}^2 + e_{\bar{c}_{p_{temp}}}^2$

où:

$e_{\bar{c}_{p_{table}}}$ est l'incertitude sur $\bar{c}_p$ due à l'incertitude sur les valeurs des tables

$e_{\bar{c}_{p_{temp}}}$ est l'incertitude sur $\bar{c}_p$ liée à l'incertitude sur la température

$e_{E_{10}}$ et $e_{E_{20}}$ sont les incertitudes dues à une exploration déficiente de la répartition de l'énergie

$$e_{E_v}^2 = (v_{11} e_{v_{11}})^2 + (v_{20} e_{v_{20}})^2 = (v_{11}^2 f_{v_{11}})^2 + (v_{20}^2 f_{v_{20}})^2$$

$$e_{E_z}^2 = (g e_{z_{11}})^2 + (g e_{z_{20}})^2$$

$$e_{\delta E_m}^2 = e_{\delta E_{ht}}^2 + e_{\delta E_B}^2 + e_{\delta E_{G1}}^2$$

In this case, the specific mechanical energy is given by:

$$E_m = \bar{a}(p_{abs11} - p_{abs20}) + \bar{c}_p(\Theta_{11} - \Theta_{20}) + \frac{v_{11}^2 - v_{20}^2}{2} + g(z_{11} - z_{20}) + \delta E_{ht} + \delta E_B + \delta E_{G1}$$

where:

- δE_{ht} is the energy due to heat transfer of sampling device
 δE_B is the energy of water of the balancing pipe
 δE_{G1} is the energy of water of the gland

In this case, it is assumed that the water temperature was absolutely constant, and that the heat exchange with the surroundings, through the walls and with the ambient air, was negligible.

For the following calculations the above formula is written as:

$$E_m = E_p + E_\Theta + E_v + E_z + \delta E_m$$

If, in a general way, e_x is the absolute systematic uncertainty in the quantity x (thus, the relative systematic uncertainty is $f_x = e_x/x$), then the relative systematic uncertainty in the specific mechanical energy is given by:

$$f_{E_m} = \frac{e_{E_m}}{E_m} = \frac{(e_{E_p}^2 + e_{E_\Theta}^2 + e_{E_v}^2 + e_{E_z}^2 + e_{\delta E_m}^2)^{1/2}}{E_m}$$

where:

$$e_{E_p}^2 = \left(\bar{a} e_{p_{abs11}}\right)^2 + \left(\bar{a} e_{p_{abs20}}\right)^2 + \left[(p_{abs11} - p_{abs20}) e_{\bar{a}}\right]^2$$

$$\text{with: } e_{\bar{a}}^2 = e_{\bar{a}_{table}}^2 + e_{\bar{a}_{temp}}^2$$

where:

- $e_{\bar{a}_{table}}$ is the uncertainty in $\bar{a}$ due to the uncertainty of the tabulated values
 $e_{\bar{a}_{temp}}$ is the uncertainty in $\bar{a}$ related to the uncertainty in the temperature

$$e_{E_\Theta}^2 = (\bar{c}_p e_{\Theta_{11}-\Theta_{20}})^2 + \left[(\Theta_{11} - \Theta_{20}) e_{\bar{c}_p}\right]^2 + e_{E_{10}}^2 + e_{E_{20}}^2$$

$$\text{with: } e_{\bar{c}_p}^2 = e_{\bar{c}_{p_{table}}}^2 + e_{\bar{c}_{p_{temp}}}^2$$

where:

- $e_{\bar{c}_{p_{table}}}$ is the uncertainty in $\bar{c}_p$ due to the uncertainty of the tabulated values
 $e_{\bar{c}_{p_{temp}}}$ is the uncertainty in $\bar{c}_p$ related to the uncertainty in the temperature
 $e_{E_{10}}$ and $e_{E_{20}}$ are the uncertainties due to faulty exploration of energy distribution

$$\begin{aligned} e_{E_v}^2 &= (v_{11} e_{v_{11}})^2 + (v_{20} e_{v_{20}})^2 = (v_{11}^2 f_{v_{11}})^2 + (v_{20}^2 f_{v_{20}})^2 \\ e_{E_z}^2 &= (g e_{z_{11}})^2 + (g e_{z_{20}})^2 \\ e_{\delta E_m}^2 &= e_{\delta E_{ht}}^2 + e_{\delta E_B}^2 + e_{\delta E_{G1}}^2 \end{aligned}$$

Supposons par exemple les valeurs suivantes:

p_{abs11}	$= 28 \times 10^5 \text{ Pa}$	$f_{p_{abs11}}$	$= \pm 0,15\%$
p_{abs20}	$= 2 \times 10^5 \text{ Pa}$	$e_{p_{abs20}}$	$= \pm 200 \text{ Pa}$
$\Delta\Theta = \Theta_{11} - \Theta_{20}$	$= 0,05 \text{ K}$	$e_{\Delta\Theta}$	$= \pm 0,001 \text{ K}$
v_{11}	$= 1,3 \text{ m/s}$	$f_{v_{11}}$	$= \pm 5\%$
v_{20}	$= 1 \text{ m/s}$	$f_{v_{20}}$	$= \pm 5\%$
z_{11}	$= 252 \text{ m}$	$e_{z_{11}}$	$= \pm 0,01 \text{ m}$
z_{20}	$= 248 \text{ m}$	$e_{z_{20}}$	$= \pm 0,02 \text{ m}$

avec:

$\bar{\Theta}$	$= 283 \text{ K}$	$e_{\bar{\Theta}}$	$= \pm 0,5 \text{ K}$
$\bar{p}$	$= 15 \text{ bar}$		

On a alors:

$\bar{a}$	$= 0,97355 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$	$f_{\bar{a}_{table}}$	$= \pm 0,2\%$
		$e_{\bar{a}_{temp}}$	$= \pm 0,00185 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
$\bar{c}_p$	$= 4185,5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$f_{\bar{c}_{p_{table}}}$	$= \pm 0,5\%$
		$e_{\bar{c}_{p_{temp}}}$	$= \pm 0,5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

d'où:

$e_{\bar{a}}$	$= \pm 0,00269 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
$e_{\bar{c}_p}$	$= \pm 20,93 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Supposons que:

δE_{ht}	$= -10 \text{ J/kg}$	$f_{\delta E_{ht}}$	$= \pm 20\%$
δE_B	$= -25 \text{ J/kg}$	$f_{\delta E_B}$	$= \pm 20\%$
δE_{G1}	$= -1 \text{ J/kg}$	$f_{\delta E_{G1}}$	$= \pm 20\%$

et que l'incertitude due à une exploration défectueuse de la répartition de l'énergie soit estimée à:

- du côté haute pression: $e_{E_{10}} = \pm 0,2\%$ de E_m
- du côté basse pression: $e_{E_{20}} = \pm 0,6\%$ de E_m

On obtient donc:

$$E_m = 0,97355 \times 10^{-3} \times (28 - 2) \times 10^5 + 4185,5 \times 0,05 + \frac{1}{2}(1,3^2 - 1^2) + 9,81(252 - 248) - 10 - 25 - 1 = 2744,1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Let us assume for instance that:

p_{abs11}	$= 28 \times 10^5 \text{ Pa}$	$f_{p_{abs11}}$	$= \pm 0,15\%$
p_{abs20}	$= 2 \times 10^5 \text{ Pa}$	$e_{p_{abs20}}$	$= \pm 200 \text{ Pa}$
$\Delta\Theta = \Theta_{11} - \Theta_{20}$	$= 0,05 \text{ K}$	$e_{\Delta\Theta}$	$= \pm 0,001 \text{ K}$
v_{11}	$= 1,3 \text{ m/s}$	$f_{v_{11}}$	$= \pm 5\%$
v_{20}	$= 1 \text{ m/s}$	$f_{v_{20}}$	$= \pm 5\%$
z_{11}	$= 252 \text{ m}$	$e_{z_{11}}$	$= \pm 0,01 \text{ m}$
z_{20}	$= 248 \text{ m}$	$e_{z_{20}}$	$= \pm 0,02 \text{ m}$

with:

$\bar{\Theta}$	$= 283 \text{ K}$	$e_{\bar{\Theta}}$	$= \pm 0,5 \text{ K}$
$\bar{p}$	$= 15 \text{ bar}$		

We have:

$\bar{a}$	$= 0,97355 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$	$f_{\bar{a}_{table}}$	$= \pm 0,2\%$
		$e_{\bar{a}_{temp}}$	$= \pm 0,00185 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
$\bar{c}_p$	$= 4185,5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$f_{\bar{c}_{p_{table}}}$	$= \pm 0,5\%$
		$e_{\bar{c}_{p_{temp}}}$	$= \pm 0,5 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

and thus:

$e_{\bar{a}}$	$= \pm 0,00269 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$
$e_{\bar{c}_p}$	$= \pm 20,93 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Let us assume that:

δE_{ht}	$= -10 \text{ J/kg}$	$f_{\delta E_{ht}}$	$= \pm 20\%$
δE_B	$= -25 \text{ J/kg}$	$f_{\delta E_B}$	$= \pm 20\%$
δE_{G1}	$= -1 \text{ J/kg}$	$f_{\delta E_{G1}}$	$= \pm 20\%$

and that the uncertainty due to faulty exploration of energy distribution is estimated to be:

- for the high pressure side: $e_{E_{10}} = \pm 0,2\%$ of E_m
- for the low pressure side: $e_{E_{20}} = \pm 0,6\%$ of E_m

Thus we obtain:

$$E_m = 0,97355 \times 10^{-3} \times (28 - 2) \times 10^5 + 4185,5 \times 0,05 + \frac{1}{2}(1,3^2 - 1^2) + 9,81(252 - 248) - 10 - 25 - 1 = 2744,1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

– Incertitude sur le terme de pression:

$$e_{p_{abs11}} = \pm 28 \times 10^5 \times 0,0015 = \pm 4\,200 \text{ Pa}$$

et donc:

$$\begin{aligned} \bar{a} \cdot e_{p_{abs11}} &= \pm 0,97355 \times 10^{-3} \times 4\,200 = \pm 4,09 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \bar{a} \cdot e_{p_{abs20}} &= \pm 0,97355 \times 10^{-3} \times 200 = \pm 0,19 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ (p_{abs11} - p_{abs20}) e_{\bar{a}} &= \pm 0,00269 \times 10^{-3} \times 26 \times 10^5 = \pm 6,99 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_p} &= \pm (4,09^2 + 0,19^2 + 6,99^2)^{0,5} = \pm 8,10 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

– Incertitude sur le terme de température:

$$\begin{aligned} c_p \cdot e_{\Theta_{11} - \Theta_{20}} &= \pm 4\,185,5 \times 0,001 = \pm 4,19 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ (\Theta_{11} - \Theta_{20}) \cdot e_{c_p} &= \pm 20,93 \times 0,05 = \pm 1,05 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_{10}} &= \pm 2\,744,1 \times 0,002 = \pm 5,49 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_{20}} &= \pm 2\,744,1 \times 0,006 = \pm 16,46 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_{\Theta}} &= \pm (4,19^2 + 1,05^2 + 5,49^2 + 16,46^2)^{0,5} = \pm 17,88 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

– Incertitude sur le terme de vitesse:

$$\begin{aligned} v_{11}^2 \cdot f_{v_{11}} &= \pm 1,3^2 \times 0,05 = \pm 0,08 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ v_{20}^2 \cdot f_{v_{20}} &= \pm 1^2 \times 0,05 = \pm 0,05 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_v} &= \pm (0,08^2 + 0,05^2)^{0,5} = \pm 0,09 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

– Incertitude sur le terme d'énergie potentielle:

$$\begin{aligned} g \cdot e_{z_{11}} &= \pm 9,81 \times 0,01 = \pm 0,10 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ g \cdot e_{z_{20}} &= \pm 9,81 \times 0,02 = \pm 0,20 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_z} &= \pm (0,10^2 + 0,20^2)^{0,5} = \pm 0,22 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

– Incertitude sur les termes correctifs:

$$\begin{aligned} e_{\delta E_{ht}} &= \pm 10 \times 0,2 = \pm 2,00 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{\delta E_B} &= \pm 25 \times 0,2 = \pm 5,00 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \Delta_{\delta E_{G1}} &= \pm 1 \times 0,2 = \pm 0,20 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{\delta E_m} &= \pm (2,00^2 + 5,00^2 + 0,20^2)^{0,5} = \pm 5,39 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

L'incertitude systématique sur la mesure de l'énergie mécanique massique E_m est donc:

$$\begin{aligned} f_{E_m} &= \pm \frac{[(8,10)^2 + (17,88)^2 + (0,09)^2 + (0,22)^2 + (5,39)^2]^{1/2}}{2\,744,1} = \pm \frac{20,36}{2\,744,1} \\ f_{E_m} &= \pm 0,74\% \end{aligned}$$

Dans un tel cas, l'incertitude systématique relative sur l'énergie mécanique massique est pratiquement égale à celle sur la mesure des températures.

c) Rendement: en combinant les incertitudes systématiques sur les grandeurs mesurées, on obtient, comme indiqué en 14.7, l'incertitude systématique sur le rendement:

$$f_{\eta} = \frac{e_{\eta}}{\eta} = (f_E^2 + f_{E_m}^2)^{0,5} = \pm (0,2^2 + 0,74^2)^{0,5} = \pm 0,77\%$$

– Uncertainty for pressure term:

$$e_{p_{abs11}} = \pm 28 \times 10^5 \times 0,0015 = \pm 4200 \text{ Pa}$$

and thus:

$$\begin{aligned} \bar{a} \cdot e_{p_{abs11}} &= \pm 0,97355 \times 10^{-3} \times 4200 = \pm 4,09 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \bar{a} \cdot e_{p_{abs20}} &= \pm 0,97355 \times 10^{-3} \times 200 = \pm 0,19 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ (p_{abs11} - p_{abs20}) e_{\bar{a}} &= \pm 0,00269 \times 10^{-3} \times 26 \times 10^5 = \pm 6,99 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_p} &= \pm (4,09^2 + 0,19^2 + 6,99^2)^{0,5} = \pm 8,10 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

– Uncertainty for temperature term:

$$\begin{aligned} c_p \cdot e_{\Theta_{11} - \Theta_{20}} &= \pm 4185,5 \times 0,001 = \pm 4,19 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ (\Theta_{11} - \Theta_{20}) \cdot e_{c_p} &= \pm 20,93 \times 0,05 = \pm 1,05 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_{10}} &= \pm 2744,1 \times 0,002 = \pm 5,49 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_{20}} &= \pm 2744,1 \times 0,006 = \pm 16,46 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_{\Theta}} &= \pm (4,19^2 + 1,05^2 + 5,49^2 + 16,46^2)^{0,5} = \pm 17,88 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

– Uncertainty for velocity term:

$$\begin{aligned} v_{11}^2 \cdot f_{v_{11}} &= \pm 1,3^2 \times 0,05 = \pm 0,08 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ v_{20}^2 \cdot f_{v_{20}} &= \pm 1^2 \times 0,05 = \pm 0,05 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_v} &= \pm (0,08^2 + 0,05^2)^{0,5} = \pm 0,09 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

– Uncertainty for elevation term:

$$\begin{aligned} g \cdot e_{z_{11}} &= \pm 9,81 \times 0,01 = \pm 0,10 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ g \cdot e_{z_{20}} &= \pm 9,81 \times 0,02 = \pm 0,20 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{E_z} &= \pm (0,10^2 + 0,20^2)^{0,5} = \pm 0,22 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

– Uncertainty for the corrective term:

$$\begin{aligned} e_{\delta E_{ht}} &= \pm 10 \times 0,2 = \pm 2,00 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{\delta E_B} &= \pm 25 \times 0,2 = \pm 5,00 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ \Delta_{\delta E_{G1}} &= \pm 1 \times 0,2 = \pm 0,20 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \\ e_{\delta E_m} &= \pm (2,00^2 + 5,00^2 + 0,20^2)^{0,5} = \pm 5,39 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned}$$

Thus the systematic uncertainty in the measurement of the specific mechanical energy E_m is:

$$\begin{aligned} f_{E_m} &= \pm \frac{[(8,10)^2 + (17,88)^2 + (0,09)^2 + (0,22)^2 + (5,39)^2]^{1/2}}{2744,1} = \pm \frac{20,36}{2744,1} \\ f_{E_m} &= \pm 0,74\% \end{aligned}$$

In such a case, the systematic uncertainty in the specific mechanical energy is practically equal to that in the temperature measurement.

c) Efficiency: by combining the systematic uncertainties in the measured values, the systematic uncertainty in the efficiency, as indicated in 14.7, is:

$$f_{\eta} = \frac{e_{\eta}}{\eta} = (f_E^2 + f_{E_m}^2)^{0,5} = \pm (0,2^2 + 0,74^2)^{0,5} = \pm 0,77\%$$

ANNEXE B

ÉLIMINATION DES RÉSULTATS ABERRANTS

B1. Dans une série de mesures d'une même grandeur, les résultats qui se trouvent très éloignés, dans un sens ou dans l'autre, de l'ensemble des autres sont appelés "résultats aberrants." Comme il est dit en 6.2.3.1, il y a lieu d'examiner s'il faut éliminer un résultat apparemment aberrant s'il y a une raison technique de penser qu'une faute de mesure a pu se produire.

A moins qu'il n'ait été convenu au préalable d'utiliser un autre critère statistique, il est recommandé d'employer le critère T de Grubbs* décrit ci-après pour contrôler les résultats aberrants éventuels.

B2. Soit y_1 la valeur de l'observation de y qui est la plus éloignée de $\bar{y}$, valeur moyenne arithmétique de toutes les observations de la série, et s l'estimation de l'écart-type de toutes ces observations (voir annexe C). Si la valeur, quel que soit son signe, de

$$T = \frac{|y_1 - \bar{y}|}{s}$$

excède la valeur critique donnée au tableau BI, il y a lieu d'éliminer y_1 notamment s'il y a une raison de soupçonner une erreur illégitime. Après élimination d'un résultat aberrant, $\bar{y}$ et s doivent être recalculés pour les observations restantes. Des applications successives du test T peuvent être effectuées afin de contrôler l'existence d'autres résultats aberrants éventuels; mais l'utilité de ce test diminue après chaque élimination. Le tableau BI donne les valeurs maximales admissibles de T pour un niveau de confiance de 95 % et un intervalle de confiance bilatéral, c'est-à-dire lorsqu'il y a une égale probabilité qu'un résultat aberrant se trouve au-dessus ou au-dessous.

TABLEAU BI

Valeurs maximales admissibles du critère T de Grubbs
(au niveau de confiance de 95 %) pour n observations

n	$T_{\max}$	n	$T_{\max}$
3	1,15	15	2,55
4	1,48	16	2,59
5	1,71	17	2,62
6	1,89	18	2,65
7	2,02	19	2,68
8	2,13	20	2,71
9	2,21	21	2,73
10	2,29	22	2,76
11	2,36	23	2,78
12	2,41	24	2,80
13	2,46	25	2,82
14	2,51		

B3. Il convient d'examiner toutes les séries de lectures de chaque appareil pour rechercher les résultats aberrants avant de procéder aux calculs ultérieurs. Toutes les grandeurs principales telles que Q , E , P et η doivent être contrôlées à cet égard.

Pour les essais couvrant un domaine de conditions de fonctionnement, ce sont les écarts $d_i = y_i - \hat{y}_i$ (voir annexe D) qui doivent être contrôlés.

* "Procedures for detecting outlying observations in samples", par Frank E. Grubbs, Technometrics, vol. 12, n° 1, février 1969, pp. 1-21.

APPENDIX B

REJECTION OF OUTLIERS

B1. In a series of measurements of the same quantity, those that are far removed in some sense from the rest of the measurements are called outliers or wild points. As it is stated in 6.2.3.1, consideration should be given to rejecting an apparent outlier if there is a technical reason to suspect that some type of spurious error has occurred.

Unless prior agreement to the use of another statistical criterion has been made, the Grubbs T statistic* described below is recommended for testing possible outliers.

B2. Let y_1 be the value of the observation of y that is the most remote from $\bar{y}$, the arithmetic mean value of all observations in the set, and s be the estimated standard deviation of all observations in the set (see appendix C). Then, if the value, without regard to sign, of:

$$T = \frac{|y_1 - \bar{y}|}{s}$$

exceeds the critical value given in Table BI, y_1 should be rejected especially if there is a reason to suspect an illegitimate error. After rejecting an outlier, $\bar{y}$ and s shall be recalculated for the remaining observations. Successive applications of the T -test may be made to test other possible outliers, but the usefulness of the testing procedure diminishes after each rejection. Table BI gives the maximum permissible values of T for 95 % confidence level and a two-sided test, i.e. it is equally probable for an outlier to occur on the high side or on the low side.

TABLE BI
Maximum permissible values of Grubbs T
(at the 95 % confidence level) for n observations

n	$T_{\max}$	n	$T_{\max}$
3	1,15	15	2,55
4	1,48	16	2,59
5	1,71	17	2,62
6	1,89	18	2,65
7	2,02	19	2,68
8	2,13	20	2,71
9	2,21	21	2,73
10	2,29	22	2,76
11	2,36	23	2,78
12	2,41	24	2,80
13	2,46	25	2,82
14	2,51		

B3. All sets of individual instrument readings should be examined for outliers before further computations are made. All significant quantities such as Q , E , P and η shall be tested for outliers.

For tests over a range of operating conditions, the deviations $d_i = y_i - \hat{y}_i$ (see Appendix D) are to be examined.

* "Procedures for detecting outlying observations in samples" by Frank E. Grubbs, Technometrics, vol. 12, No. 1, February 1969, pp. 1-21.

ANNEXE C

ANALYSE DES INCERTITUDES ALÉATOIRES LORS D'UN ESSAI
DANS DES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT CONSTANTES*

On peut s'attendre à ce que des séquences répétées au même point fassent apparaître des différences dans les mesures, mais leur valeur moyenne constitue une meilleure estimation de la valeur vraie que toute mesure individuelle. La précision de la valeur moyenne dépend du nombre de mesures et de leurs écarts par rapport à la moyenne (dispersion).

Il est possible de calculer statistiquement l'incertitude sur la mesure d'une variable lorsque l'erreur qui lui est associée est de nature purement aléatoire. Pour cela il faut calculer l'écart-type et décider quel niveau de confiance on veut attacher à l'incertitude. Dans la présente norme, on utilise le niveau de confiance de 95 %.

C1. Ecart-type

La valeur exacte de l'écart-type σ de tout paramètre mesuré est rarement connue précisément; habituellement, on ne dispose que d'une estimation s de σ , basée sur un nombre limité d'observations.

Si l'erreur sur la mesure d'une grandeur Y est purement aléatoire, l'écart-type** s_Y de la distribution des résultats est donné, lorsqu'on effectue n mesures indépendantes de la grandeur, par l'équation:

$$s_Y = \left[\frac{\sum_{r=1}^n [Y_r - \bar{Y}]^2}{n-1} \right]^{1/2} \quad (1)$$

où:

$\bar{Y}$ est la moyenne arithmétique des n mesures de la variable Y

Y_r est la valeur obtenue lors de la r (ième) mesure de la variable Y

n est le nombre total de mesures de la variable Y

Par abréviation, s_Y est communément appelé "l'écart-type de Y ". Le carré de cet écart-type, s_Y^2 , est appelé "la variance".

L'erreur aléatoire sur le résultat peut être réduite en faisant le plus possible de mesures de la variable et en prenant la moyenne arithmétique de ces mesures, puisque l'écart-type de la moyenne de n mesures indépendantes est $\sqrt{n}$ fois plus petit que l'écart-type des mesures elles-mêmes.

Par conséquent, l'écart-type de la moyenne $s_{\bar{Y}}$ est donné par l'équation:

$$s_{\bar{Y}} = \frac{s_Y}{\sqrt{n}} \quad (2)$$

* Le texte de cette annexe est basé sur l'ISO 5168.

** L'écart-type défini ici est appelé avec plus de précision "estimation de l'écart-type" par les statisticiens.

APPENDIX C

ANALYSIS OF THE RANDOM UNCERTAINTIES FOR A TEST AT CONSTANT OPERATING CONDITIONS*

Repeated runs at one point may be expected to show differences in measurements, but their mean value is a better estimate of the true value than any individual measurement. The precision of the mean value depends on the number of measurements and their individual deviations from the mean (scatter).

It is possible to calculate statistically the uncertainty in a measurement of a variable when the associated error is purely random in nature. To do this it is necessary to calculate the standard deviation and to decide on the confidence level which is to be attached to the uncertainty. For this standard the 95 % confidence level shall be used.

C1. Standard deviation

The exact value of standard deviation σ of any measured parameter is rarely known exactly; usually only an estimate s of σ is available, based on a limited number of observations.

If the error in the measurement of a quantity Y is purely random, then when n independent measurements are made of the quantity the standard deviation** of the distribution of results, s_Y , is given by the equation:

$$s_Y = \left[\frac{\sum_{r=1}^n [Y_r - \bar{Y}]^2}{n-1} \right]^{1/2} \quad (1)$$

where:

$\bar{Y}$ is the arithmetic mean of n measurements of the variable Y

Y_r is the value obtained by the r^{th} measurement of the variable Y

n is the total number of measurements of the variable Y

For brevity, s_Y is normally referred to as "the standard deviation of Y ". The square of the standard deviation, s_Y^2 , is called "the variance".

The random error in the result can be reduced by making as many measurements as possible of the variable and using the arithmetic mean value, since the standard deviation of the mean of n independent measurements is $\sqrt{n}$ times smaller than the standard deviation of the measurements themselves.

Thus, the standard deviation of the mean $s_{\bar{Y}}$ is given by the equation:

$$s_{\bar{Y}} = \frac{s_Y}{\sqrt{n}} \quad (2)$$

* The text of this appendix is based on ISO 5168.

** The standard deviation as defined here is what is more accurately referred to as the "estimated standard deviation" by statisticians.

C2. Niveaux de confiance

Si l'on connaît l'écart-type vrai σ_Y (quand n tend vers l'infini, s_Y tend vers σ_Y), on peut attacher un niveau de confiance à l'incertitude sur la mesure comme l'indique le tableau CI.

TABLEAU CI
Niveaux de confiance

Incertitude	Niveau de confiance
$\pm 0,674 \sigma_Y$	0,50
$\pm 0,954 \sigma_Y$	0,66
$\pm 1,960 \sigma_Y$	0,95
$\pm 2,576 \sigma_Y$	0,99

Par exemple, l'étendue $\bar{Y} \pm 1,96 \sigma_Y$ est présumée renfermer 95 % de la population. C'est-à-dire que, pour une seule mesure de la variable Y et une valeur de σ_Y connue indépendamment, il y aura une probabilité de 0,05 que $\bar{Y}_r \pm 1,96 \sigma_Y$ ne renferme pas la valeur vraie.

En pratique, évidemment, il n'est possible d'obtenir qu'une estimation de l'écart-type, car il faudrait un nombre infini de mesures pour déterminer celui-ci avec précision, et l'on doit fonder les limites de confiance sur cette estimation. La "loi de t " de Student pour les petits échantillons sera donc utilisée pour associer le niveau de confiance requis à l'intervalle.

C3. Loi de t de Student

L'incertitude au niveau de confiance de 95 % peut être obtenue comme suit:

- si n est le nombre de mesures, $(n - 1)$ représente le nombre de degrés de liberté ν ;
- la valeur de t en fonction du nombre de degrés de liberté est indiquée dans le tableau CII;
- l'écart-type s_Y de la répartition des mesures de la grandeur Y est calculé comme indiqué en C1;
- l'intervalle des valeurs dans lequel on peut s'attendre à trouver une mesure quelconque, au niveau de confiance de 95 %, est $\bar{Y} \pm ts_Y$;
- la différence entre une nouvelle mesure et la moyenne de l'échantillon devra être inférieure à $ts_Y \sqrt{1 + 1/n}$;
- l'intervalle des valeurs dans lequel on peut s'attendre à trouver la valeur vraie de la grandeur, au niveau de confiance de 95 %, c'est-à-dire la bande d'incertitude, est $\bar{Y} \pm ts_Y / \sqrt{n} = \bar{Y} \pm ts_{\bar{Y}}$.

C2. Confidence levels

If the true standard deviation σ_Y is known (as n approaches infinity, s_Y approaches σ_Y), the confidence level can be related to the uncertainty of measurement as indicated in table CI.

TABLE CI
Confidence levels

Uncertainty	Confidence level
$\pm 0,674 \sigma_Y$	0,50
$\pm 0,954 \sigma_Y$	0,66
$\pm 1,960 \sigma_Y$	0,95
$\pm 2,576 \sigma_Y$	0,99

For example, the interval $\bar{Y} \pm 1,96 \sigma_Y$ would be expected to contain 95 % of the population. That is, where a single measurement of the variable Y is made and where the value of σ_Y is independently known, there would be a probability of 0,05 of the interval $\bar{Y} \pm 1,96 \sigma_Y$ not including the true value.

In practice, of course, it is possible to obtain only an estimate of the standard deviation since an infinite number of measurements would be required in order to determine it precisely, and the confidence limits must be based on this estimate. The Student's "t distribution" for small samples should be used to relate the required confidence level to the interval.

C3. Student's t distribution

The uncertainty at the 95 % confidence level may be found as follows:

- if n is the number of measurements, $(n - 1)$ is taken as the number of degrees of freedom, ν ;
- the value of t for the appropriate number of degrees of freedom is read in Table CII;
- the standard deviation s_Y of the distribution of the measurements of the quantity Y is calculated as stated in Clause C1;
- the range of values within which any reading would be expected to be with 95 % confidence is $\bar{Y} \pm ts_Y$;
- the difference between a new reading and the average of the sample should be less than $ts_Y \sqrt{1 + 1/n}$;
- the range of values within which the true value of the quantity would be expected to lie with 95 % confidence, i.e. the band of uncertainty, is $\bar{Y} \pm ts_Y / \sqrt{n} = \bar{Y} \pm ts_{\bar{Y}}$.

TABLEAU CII
Valeurs du t de Student

Degrés de liberté $\nu = n - 1$	t de Student Pour un niveau de confiance de 95 %	$t/\sqrt{n}$
1	12,706	8,984
2	4,303	2,484
3	3,182	1,591
4	2,776	1,241
5	2,571	1,050
6	2,447	0,925
7	2,365	0,836
8	2,306	0,769
9	2,262	0,715
10	2,228	0,672
11	2,201	0,635
12	2,179	0,604
13	2,160	0,577
14	2,145	0,554
15	2,131	0,533
20	2,086	0,455
30	2,042	0,367
60	2,000	0,256
∞	1,960	0

Pour des valeurs de ν différentes, t peut être calculé par l'équation empirique suivante:

$$t = 1,96 + \frac{2,36}{\nu} + \frac{3,2}{\nu^2} + \frac{5,2}{\nu^{3,84}}$$

C4. Valeur maximale admissible de l'incertitude

Si l'étendue requise de l'incertitude aléatoire acceptable associée à $\bar{Y}$ est $\pm e_{r_{\max}}$, $e_r = ts_Y/\sqrt{n}$ ne devra pas excéder $e_{r_{\max}}$.

Inversement, pour une certaine valeur de $e_{r_{\max}}$ associée à un niveau de confiance de 95 %, l'écart-type estimé s_Y ne devra pas excéder la valeur $s_{Y_{\max}} = e_{r_{\max}} \cdot \sqrt{n}/t$. Par commodité, les valeurs de $t/\sqrt{n}$ sont données au tableau CII.

La valeur moyenne d'une série de séquences est déclarée acceptable lorsqu'elle satisfait aux critères ci-dessus. Ce tableau ne s'applique que pour des séquences répétées dans des conditions de fonctionnement identiques.

C5. Exemple de calcul

L'exemple suivant illustre le calcul de l'écart-type estimé et de l'incertitude pour $n = 8$ observations d'une grandeur Y .

TABLE CII
Values of Student's t

Degrees of freedom $\nu = n - 1$	Student's t For the 95 % confidence level	$t/\sqrt{n}$
1	12,706	8,984
2	4,303	2,484
3	3,182	1,591
4	2,776	1,241
5	2,571	1,050
6	2,447	0,925
7	2,365	0,836
8	2,306	0,769
9	2,262	0,715
10	2,228	0,672
11	2,201	0,635
12	2,179	0,604
13	2,160	0,577
14	2,145	0,554
15	2,131	0,533
20	2,086	0,455
30	2,042	0,367
60	2,000	0,256
∞	1,960	0

t can be computed from the following empirical equation for other values of ν :

$$t = 1,96 + \frac{2,36}{\nu} + \frac{3,2}{\nu^2} + \frac{5,2}{\nu^{3,84}}$$

C4. Maximum permissible value of uncertainty

If the required range of accepted random uncertainty associated with $\bar{Y}$ is $\pm e_{r_{\max}}$, then $e_r = t s_Y / \sqrt{n}$ should not exceed $e_{r_{\max}}$.

Alternatively, for a value of $e_{r_{\max}}$ associated with the 95 % confidence level, the estimated standard deviation s_Y should not exceed the value of $s_{Y_{\max}} = e_{r_{\max}} \cdot \sqrt{n}/t$. For convenience, values of $t/\sqrt{n}$ are given in the Table CII.

The mean value of a series of runs which meet the above criteria will be acceptable. This table applies only to repeated runs at constant operating conditions.

C5. Example of calculation

The following example illustrates the computation of the estimated standard deviation and the uncertainty for $n = 8$ observations of a quantity Y .

Valeurs mesurées

Y_i	$\bar{Y} - Y_i$	$(\bar{Y} - Y_i)^2$
92,8	-0,3	0,09
92,1	+0,4	0,16
92,6	-0,1	0,01
92,3	+0,2	0,04
92,7	-0,2	0,04
92,8	-0,3	0,09
92,5	0	0
92,2	+0,3	0,09
$\bar{Y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_i = 92,5$		$\sum_{i=1}^n (\bar{Y} - Y_i)^2 = 0,52$

Ecart-type estimé des observations:

$$s_Y = \sqrt{\frac{\sum (\bar{Y} - Y_i)^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{0,52}{8-1}} = 0,273$$

Incertitude aléatoire associée à la valeur moyenne, au niveau de confiance de 95 %:

$$e_r = \pm \frac{ts_Y}{\sqrt{n}} = \pm 0,273 \times 0,836 = \pm 0,228$$

Il reste alors à vérifier que cette valeur de l'incertitude aléatoire observée n'excède pas l'incertitude maximale admissible convenue avant l'essai.

Measured values

Y_i	$\bar{Y} - Y_i$	$(\bar{Y} - Y_i)^2$
92,8	-0,3	0,09
92,1	+0,4	0,16
92,6	-0,1	0,01
92,3	+0,2	0,04
92,7	-0,2	0,04
92,8	-0,3	0,09
92,5	0	0
92,2	+0,3	0,09

$$\bar{Y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_i = 92,5$$

$$\sum_{i=1}^n (\bar{Y} - Y_i)^2 = 0,52$$

Estimated standard deviation of the observations:

$$s_Y = \sqrt{\frac{\sum (\bar{Y} - Y_i)^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{0,52}{8-1}} = 0,273$$

Random uncertainty associated with the mean value at the 95 % confidence level:

$$e_r = \pm \frac{ts_Y}{\sqrt{n}} = \pm 0,273 \times 0,836 = \pm 0,228$$

It should then be verified that this value of the observed random uncertainty does not exceed the maximum permissible random uncertainty agreed prior to the test.

ANNEXE D

ANALYSE DES INCERTITUDES ALÉATOIRES LORS D'UN ESSAI COUVRANT
UNE GAMME DE CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT

D1. Remarques générales

Lorsqu'un essai est effectué en réalisant une seule séquence par point sur une gamme de charges ou de débits, les résultats de mesure s'écartent habituellement de la courbe lissée que l'on peut tracer au mieux parmi eux. Normalement, une telle courbe lissée est la meilleure estimation de la courbe caractéristique véritable. La précision de cette courbe dépend du nombre de points et de leurs écarts respectifs par rapport à la courbe lissée moyenne.

On dispose d'un certain nombre de méthodes graphiques pour faciliter le tracé de la courbe lissée la mieux adaptée. Cependant, il existe des programmes de calcul dont l'emploi peut être avantageux dans une situation contractuelle où deux ou plusieurs parties sont intéressées à l'interprétation des résultats d'essai.

Avec un nombre limité de conditions d'essai, spécialement si aucune d'elles n'est répétée, il peut très bien se faire qu'une courbe complexe passant par chacun des points soit une plus mauvaise estimation de la courbe moyenne véritable qu'une expression plus simple autour de laquelle les résultats d'essai sont dispersés.

Les ensembles de résultats d'essai conduisent souvent à des courbes présentant des inflexions, des discontinuités ou d'autres singularités semblables. Dans le cas où ces courbes ne peuvent pas être représentées correctement par des procédés mathématiques, analytiques ou numériques, il convient de traiter séparément les points de mesure de part et d'autre de la singularité et de joindre les portions de courbe à la main de façon à représenter les résultats du mieux possible. Lorsqu'on suspecte l'existence d'une singularité, il y a lieu de le vérifier en augmentant le nombre de points dans la zone concernée.

Avant d'entériner la détermination de la courbe la mieux adaptée et de procéder à l'analyse de l'incertitude*, il convient d'avoir examiné et éventuellement rejeté tout point paraissant s'écarter de cette courbe sur la base de la méthode d'élimination des résultats aberrants décrite à l'annexe B.

D2. Détermination de la meilleure courbe lissée

La méthode recommandée pour obtenir la courbe lissée la mieux adaptée est celle des moindres carrés, qui fait en sorte que la somme des écarts de chaque point par rapport à la courbe lissée soit nulle et que la somme des carrés de ces écarts soit minimale.

Il faut noter que, dans ces méthodes de calcul, la variable indépendante x est considérée comme exempte d'erreur, toutes les erreurs étant attribuées exclusivement à la variable dépendante y . En conséquence, il y a lieu de toujours choisir la variable qui présente l'erreur ou l'incertitude la plus faible comme variable indépendante. Si l'on prend en compte des erreurs aléatoires sur x , ce sont à la fois les difficultés de calcul et la largeur de la bande d'incertitude qui sont accrues.

Supposons qu'il y ait n valeurs différentes y_i d'une grandeur mesurée y , correspondant au même nombre de valeurs x_i d'une autre grandeur x . Pour chaque valeur x_i , il existera une valeur unique $\hat{y}_i$ prédite par la courbe lissée et une différence unique d_i entre la valeur observée y_i et la valeur prédite $\hat{y}_i$. La différence $d_i = y_i - \hat{y}_i$ sera appelée l'écart (ou le résidu) et pourra être positive, négative ou nulle.

* Pour plus de détails sur les méthodes de lissage des courbes et d'estimation de l'incertitude, on peut se reporter à l'ISO 7066.

APPENDIX D

ANALYSIS OF THE RANDOM UNCERTAINTIES FOR A TEST OVER A RANGE OF OPERATING CONDITIONS

D1. General remarks

When a test is carried out over a range of load or discharge using a single run per point, the results of measurement commonly deviate from a smooth curve drawn through them. Usually such a fitted curve is the best estimate of the true characteristic curve. The accuracy of such a fitted curve depends on the number of points and their individual deviations from the mean smooth curve.

A number of graphical methods are available to aid in fitting the best smooth curve. However computer programs are available and may be used to advantage in a contractual situation where two or more parties have interests in the interpretation of the test results.

With a limited number of test conditions, especially if none are repeated, a complicated curve passing through each of the points may well be a worse estimate of the true mean curve than a simpler expression about which the test data is scattered.

Sets of data points often produce curves showing inflections, discontinuities or other singularities. In the case where the curves cannot be interpreted correctly by mathematical techniques, whether analytical or digital, the data points on either side of a singularity should be dealt with separately and the fitted curve segments joined by eye to represent the results as well as possible. Where a singularity is thought to exist, it should be verified by increasing the number of test points in that area.

Before finally determining the best fitted curve and proceeding to an analysis of the uncertainty*, any point appearing remote from this curve should have been examined and possibly rejected on the basis of the procedure for outliers described in Appendix B.

D2. Determination of the best smooth curve

The recommended method for obtaining a smooth fitted curve is the method of least squares, which ensures that the sum of the deviations of the individual points from the smooth curve is zero and that the sum of the squares of these deviations is a minimum.

It should be noted that, in these calculation procedures, the independent variable x is regarded as free from error with all errors attributed exclusively to the dependent variable y . Consequently the variable which has the smaller error or uncertainty should always be chosen as the independent variable. If random errors in x are admitted, both computational difficulties and bandwidth of uncertainty are increased.

Suppose that there are n different values y_i of a measured quantity y , corresponding to the same numbered values x_i of another quantity x . For each value x_i , there will be a single value $\hat{y}_i$ predicted by the fitted curve and a single difference d_i between the observed value y_i and the predicted $\hat{y}_i$. The difference $d_i = y_i - \hat{y}_i$ is referred to as a deviation (or residual) and may be positive, negative or zero.

* For more details on the methods of curve fitting and uncertainty estimation, reference may be made to ISO 7066.

La méthode de calcul peut être convenablement illustrée par l'adaptation d'une parabole $\hat{y} = a_0 + a_1x + a_2x^2$ aux n valeurs observées d'une fonction $y(x)$. On admet habituellement qu'une parabole est le meilleur modèle pour les courbes de performance d'une pompe ou d'une turbine dans un domaine restreint. Des polynômes de degré plus élevé ne sont habituellement pas recommandés. Les coefficients a_0 , a_1 et a_2 doivent être choisis tels que la somme S des carrés des écarts soit minimale:

$$S = \sum_{i=1}^n d_i^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - a_0 - a_1x_i - a_2x_i^2)^2$$

Les coefficients constants sont donc déterminés en résolvant simultanément le système des trois équations obtenues en annulant les trois dérivées partielles de S par rapport à a_0 , a_1 et a_2 :

$$\begin{aligned}\sum y_i &= a_0n + a_1 \sum x_i + a_2 \sum x_i^2 \\ \sum x_i y_i &= a_0 \sum x_i + a_1 \sum x_i^2 + a_2 \sum x_i^3 \\ \sum x_i^2 y_i &= a_0 \sum x_i^2 + a_1 \sum x_i^3 + a_2 \sum x_i^4\end{aligned}$$

Un calcul précis peut parfois être facilité si on remplace les valeurs mesurées x_i par $(x_i + C)$ ou par Cx_i , où C est une constante quelconque convenable. En outre, il est évident que ces calculs sont à effectuer avec l'aide d'un ordinateur, si on en dispose.

D3. Estimation de l'incertitude

Lorsqu'on a établi une représentation bien adaptée, une estimation de l'écart-type des observations par rapport à cette courbe est donnée par:

$$s_y = \sqrt{\frac{\sum (y_i - \hat{y}_i)^2}{n - m - 1}} = \sqrt{\frac{\sum d_i^2}{n - m - 1}}$$

où n est le nombre d'observations et m le degré du polynôme.

Il est important de remarquer que cette estimation s_y de l'écart-type σ dépend de la nature de la courbe choisie pour représenter les points expérimentaux. Par exemple, si l'on a tracé une droite parmi des points qui seraient mieux représentés par une parabole, les écarts par rapport à cette droite entraîneront une surestimation de σ . Ce n'est que si l'on a choisi pour représenter les points expérimentaux le type de courbe le mieux adapté que l'estimation de σ qui en résulte sera la meilleure.

Cette estimation de l'écart-type caractérise la composante aléatoire de l'incertitude associée à une observation unique, mais non celle qui serait associée à la courbe lissée. Il est en effet beaucoup plus difficile de calculer l'incertitude aléatoire sur une valeur $\hat{y}$ prédite par la courbe; elle est donnée par $(e_{\hat{y}})_r = ts_{\hat{y}}$, où le t de Student est pris pour $(n - m - 1)$ degrés de liberté et où l'écart-type $s_{\hat{y}}$ peut être exprimé sous la forme d'un polynôme en x de degré 2 m .

Pour un niveau de confiance donné, tel que 95 %, la largeur de la bande d'incertitude aléatoire varie avec x . Comme il a été dit précédemment, les calculs sont encore plus difficiles si l'on veut tenir compte de l'incertitude aléatoire sur x , qui en fait existe toujours.

Dans le cadre de la présente norme, cependant, lorsqu'on doit déterminer la largeur de la bande d'incertitude aléatoire associée à la meilleure courbe lissée dans le cas où la méthode A (voir 5.1.3) est utilisée, on peut admettre conventionnellement que l'étendue des valeurs dans laquelle la valeur vraie de y est censée se trouver au niveau de confiance de 95 % est donnée par $\hat{y}_i \pm ts_y/\sqrt{n}$, t étant lu dans le tableau CII pour $(n - m - 1)$ degrés de liberté.

The calculation procedure can conveniently be illustrated by fitting a parabola $\hat{y} = a_0 + a_1x + a_2x^2$ to the n observed values of the function $y(x)$. Usually a parabola is assumed to be the best model for pump or turbine performance curves over a limited range. Higher order polynomials are normally not recommended. The coefficients a_0 , a_1 and a_2 are to be chosen so that the sum S of the squares of the deviations will be minimum:

$$S = \sum_{i=1}^n d_i^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - a_0 - a_1x_i - a_2x_i^2)^2$$

The constant coefficients are determined by the simultaneous solution of the three equations obtained by setting equal to zero the three partial derivatives of S with respect to a_0 , a_1 and a_2 :

$$\begin{aligned}\sum y_i &= a_0n + a_1 \sum x_i + a_2 \sum x_i^2 \\ \sum x_i y_i &= a_0 \sum x_i + a_1 \sum x_i^2 + a_2 \sum x_i^3 \\ \sum x_i^2 y_i &= a_0 \sum x_i^2 + a_1 \sum x_i^3 + a_2 \sum x_i^4\end{aligned}$$

Accurate calculation may sometimes be facilitated by replacing the measured values of x_i by $(x_i + C)$ or Cx_i , where C is any suitable constant. Also, it is obvious that these calculations should be carried out with the aid of a computer, if available.

D3. Estimation of uncertainty

Once a fitted model is in hand, an estimate of the standard deviation of the observations with respect to this curve is given by:

$$s_y = \sqrt{\frac{\sum (y_i - \hat{y}_i)^2}{n - m - 1}} = \sqrt{\frac{\sum d_i^2}{n - m - 1}}$$

where n is the number of observations and m is the degree of the polynomial.

It is important to note that this estimate s_y of the standard deviation σ depends on the type of curve selected to fit the plotted data points. For example, if a straight line was fitted to data that could be better represented by a parabola, the deviations from the straight line would produce an inflated estimate of σ . The best estimate of σ depends on the assumption that the most suitable type of curve has been selected to fit the data points.

This estimate of the standard deviation characterizes the random contribution to the uncertainty in a single observation but not in the fitted curve. The random uncertainty of a predicted value $\hat{y}$ is much more difficult to compute; it is given by $(e_{\hat{y}})_r = ts_{\hat{y}}$, where the Student's t is taken for $(n - m - 1)$ degrees of freedom and the standard deviation $s_{\hat{y}}$ may be expressed as a polynomial function of x of degree 2 m .

For a constant confidence level, such as 95 %, the random uncertainty bandwidth changes with x . As noted previously, the computations are still more difficult if the random uncertainty in x , which in fact always exists, is taken into account.

Nevertheless, for the purpose of this standard in order to determine the random uncertainty bandwidth associated with the best fitted curve when the method A (see 5.1.3) is applied, it may be conventionally admitted that the range of values within which the true value of y_i would be expected to lie with 95 % confidence is $\hat{y}_i \pm ts_y/\sqrt{n}$, t being taken from Table CII for $(n - m - 1)$ degrees of freedom.

D4. Exemple de calcul

L'exemple suivant illustre la détermination de la parabole la mieux adaptée à partir d'un ensemble de 15 mesures de x et y , figurant au tableau DI.

En résolvant les trois équations données en D2, on trouve pour équation de la parabole la mieux adaptée:

$$y = -44,757 + 4,1132x - 0,030881x^2$$

Les valeurs prédites $\hat{y}$ et les écarts d se déduisent alors de cette équation. Le fait que l'on trouve $\sum d = 0$ indique que la courbe a été correctement ajustée aux données. L'écart-type de l'erreur aléatoire sur une valeur observée y_i est égal à 0,350. Bien que l'incertitude aléatoire sur la valeur prédite correspondante $\hat{y}_i$ ne puisse pas être facilement déterminée avec exactitude, elle peut être estimée conventionnellement à $\pm 0,197$.

TABLEAU DI

Exemple numérique d'ajustement d'une parabole à des données expérimentales

n	x	y	$\hat{y}$	$d = (y - \hat{y})$
1	55,65	87,97	88,507	-0,537
2	61,47	91,62	91,396	0,224
3	66,67	92,37	92,208	0,162
4	72,19	91,02	91,243	-0,223
5	76,99	89,14	88,874	0,266
6	79,68	87,27	86,924	0,346
7	74,24	90,05	90,405	-0,355
8	69,39	91,90	91,968	-0,068
9	61,40	91,67	91,374	0,296
10	74,43	89,87	90,314	-0,444
11	58,83	90,44	90,345	0,095
12	64,06	91,78	92,010	-0,230
13	64,11	91,93	92,017	-0,087
14	66,33	92,15	92,206	-0,056
15	61,77	92,10	91,789	0,611

$$\begin{aligned}
 n &= 15 & \sum y &= 1\,361,28 \\
 \sum x &= 1\,007,21 & \sum xy &= 91\,347,80 \\
 \sum x^2 &= 68\,334,40 & \sum x^2y &= 6\,192\,583 \\
 \sum x^3 &= 4\,684\,000 & \sum d &= 0,000 \\
 \sum x^4 &= 324\,317\,943 & \sum d^2 &= 1,467
 \end{aligned}$$

$$s_y = \sqrt{\frac{\sum d^2}{(15 - 3)}} = 0,350$$

Incertaince aléatoire associée à la courbe:

$$\pm \frac{ts_y}{\sqrt{n}} = \pm 2,179 \times \frac{0,350}{\sqrt{15}} = \pm 0,197$$

Note. — Puisque les valeurs de $\hat{y}$ sont des estimations de y obtenues par la méthode des moindres carrés, $\sum d^2 = \sum (y - \hat{y})^2$ peut être contrôlé à l'aide de $\sum d^2 = \sum y^2 - \sum \hat{y}^2$.

D4. Example of calculation

The following example illustrates the determination of the best fitted parabola from a set of 15 observations of x and y as shown in Table DI.

By solving the three equations given in D2, the equation of the best fitted parabola is:

$$y = -44,757 + 4,1132x - 0,030881x^2$$

The predicted values $\hat{y}$ and the deviations d were then deduced from this equation. The fact that $\sum d$ is found equal to zero is an indication that the curve has been correctly fitted to the data. The random standard deviation for one observed value y_i is 0,350. Although the random uncertainty of the corresponding predicted value $\hat{y}_i$ cannot be easily determined with accuracy, it may be conventionally estimated equal to $\pm 0,197$.

TABLE DI
Numerical example for fitting a parabola to experimental data

n	x	y	$\hat{y}$	$d = (y - \hat{y})$
1	55,65	87,97	88,507	-0,537
2	61,47	91,62	91,396	0,224
3	66,67	92,37	92,208	0,162
4	72,19	91,02	91,243	-0,223
5	76,99	89,14	88,874	0,266
6	79,68	87,27	86,924	0,346
7	74,24	90,05	90,405	-0,355
8	69,39	91,90	91,968	-0,068
9	61,40	91,67	91,374	0,296
10	74,43	89,87	90,314	-0,444
11	58,83	90,44	90,345	0,095
12	64,06	91,78	92,010	-0,230
13	64,11	91,93	92,017	-0,087
14	66,33	92,15	92,206	-0,056
15	61,77	92,10	91,789	0,611

$$\begin{aligned}
 n &= 15 & \sum y &= 1\,361,28 \\
 \sum x &= 1\,007,21 & \sum xy &= 91\,347,80 \\
 \sum x^2 &= 68\,334,40 & \sum x^2y &= 6\,192\,583 \\
 \sum x^3 &= 4\,684\,000 & \sum d &= 0,000 \\
 \sum x^4 &= 324\,317\,943 & \sum d^2 &= 1,467
 \end{aligned}$$

$$s_y = \sqrt{\frac{\sum d^2}{(15 - 3)}} = 0,350$$

Random uncertainty associated with the curve:

$$\pm \frac{ts_y}{\sqrt{n}} = \pm 2,179 \times \frac{0,350}{\sqrt{15}} = \pm 0,197$$

Note. — $\sum d^2 = \sum (y - \hat{y})^2$ may be checked by $\sum d^2 = \sum y^2 - \sum \hat{y}^2$ since the values of $\hat{y}$ are the least square estimates of y .

ANNEXE E DONNÉES PHYSIQUES

E1. Accélération due à la pesanteur en fonction de la latitude et de l'altitude

TABLEAU EI

Accélération due à la pesanteur terrestre g ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$) en fonction de la latitude et de l'altitude

Latitude φ (degrés)	Altitude au-dessus du niveau moyen de la mer z (m)				
	0	1000	2000	3000	4000
0°	9,780	9,777	9,774	9,771	9,768
10°	9,782	9,779	9,776	9,773	9,770
20°	9,786	9,783	9,780	9,777	9,774
30°	9,793	9,790	9,787	9,784	9,781
40°	9,802	9,799	9,796	9,792	9,789
50°	9,811	9,808	9,804	9,801	9,798
60°	9,819	9,816	9,813	9,810	9,807
70°	9,826	9,823	9,820	9,817	9,814

La formule suivante peut être utilisée à la place du tableau:

$$g = 9,7803(1 + 0,0053 \sin^2 \varphi) - 3 \cdot 10^{-6} z$$

La valeur normale internationale de g est $9,80665 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

APPENDIX E

PHYSICAL DATA

E1. Acceleration due to gravity as a function of latitude and altitude

TABLE EI

Acceleration due to gravity g ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$) as a function of latitude and altitude

Latitude φ (degrees)	Altitude above mean sea level z (m)				
	0	1000	2000	3000	4000
0°	9,780	9,777	9,774	9,771	9,768
10°	9,782	9,779	9,776	9,773	9,770
20°	9,786	9,783	9,780	9,777	9,774
30°	9,793	9,790	9,787	9,784	9,781
40°	9,802	9,799	9,796	9,792	9,789
50°	9,811	9,808	9,804	9,801	9,798
60°	9,819	9,816	9,813	9,810	9,807
70°	9,826	9,823	9,820	9,817	9,814

The following formula may be used instead of the table:

$$g = 9,7803(1 + 0,0053 \sin^2 \varphi) - 3 \cdot 10^{-6} z$$

The international standard value of g is $9,80665 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

E2. Masse volumique de l'eau

TABLEAU EII

Masse volumique de l'eau $\rho(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$

(Les valeurs intermédiaires peuvent être déterminées par interpolation linéaire)

Les valeurs du tableau ont été calculées par la formule de Herbst et Rögner (voir E8)

Température ϑ (°C)	Pression absolue (10^5 Pa)							
	1	10	20	30	40	50	60	70
0	999,8	1000,3	1000,8	1001,3	1001,8	1002,3	1002,8	1003,3
1	999,9	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,9	1003,4
2	1000,0	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,9	1003,4
3	1000,0	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,9	1003,4
4	1000,0	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,9	1003,4
5	999,9	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,8	1003,3
6	999,9	1000,4	1000,9	1001,4	1001,8	1002,3	1002,8	1003,3
7	999,9	1000,3	1000,8	1001,3	1001,8	1002,3	1002,7	1003,2
8	999,9	1000,3	1000,8	1001,2	1001,7	1002,2	1002,7	1003,2
9	999,8	1000,2	1000,7	1001,2	1001,6	1002,1	1002,6	1003,1
10	999,7	1000,1	1000,6	1001,1	1001,6	1002,0	1002,5	1003,0
11	999,6	1000,0	1000,5	1001,0	1001,4	1001,9	1002,4	1002,9
12	999,5	999,9	1000,4	1000,9	1001,3	1001,8	1002,3	1002,7
13	999,4	999,8	1000,3	1000,7	1001,2	1001,7	1002,1	1002,6
14	999,2	999,7	1000,1	1000,6	1001,1	1001,5	1002,0	1002,4
15	999,1	999,5	1000,0	1000,4	1000,9	1001,4	1001,8	1002,3
16	998,9	999,4	999,8	1000,3	1000,7	1001,2	1001,7	1002,1
17	998,8	999,2	999,6	1000,1	1000,6	1001,0	1001,5	1001,9
18	998,6	999,0	999,5	999,9	1000,4	1000,8	1001,3	1001,7
19	998,4	998,8	999,3	999,7	1000,2	1000,6	1001,1	1001,5
20	998,2	998,6	999,1	999,5	1000,0	1000,4	1000,9	1001,3
21	998,0	998,4	998,9	999,3	999,8	1000,2	1000,7	1001,1
22	997,8	998,2	998,6	999,1	999,5	1000,0	1000,4	1000,9
23	997,5	997,9	998,4	998,8	999,3	999,7	1000,2	1000,6
24	997,3	997,7	998,1	998,6	999,0	999,5	999,9	1000,4
25	997,0	997,4	997,9	998,3	998,8	999,2	999,7	1000,1
26	996,8	997,2	997,6	998,1	998,5	999,0	999,4	999,9
27	996,5	996,9	997,4	997,8	998,3	998,7	999,1	999,6
28	996,2	996,6	997,1	997,5	998,0	998,4	998,9	999,3
29	995,9	996,3	996,8	997,2	997,7	998,1	998,6	999,0
30	995,7	996,1	996,5	996,9	997,4	997,8	998,3	998,7
31	995,3	995,7	996,2	996,6	997,1	997,5	997,9	998,4
32	995,0	995,4	995,9	996,3	996,8	997,2	997,6	998,1
33	994,7	995,1	995,5	996,0	996,4	996,9	997,3	997,7
34	994,4	994,8	995,2	995,7	996,1	996,5	997,0	997,4
35	994,0	994,4	994,9	995,3	995,8	996,2	996,6	997,1
36	993,7	994,1	994,5	995,0	995,4	995,8	996,3	996,7
37	993,3	993,7	994,2	994,6	995,0	995,5	995,9	996,3
38	993,0	993,4	993,8	994,2	994,7	995,1	995,5	996,0
39	992,6	993,0	993,4	993,9	994,3	994,7	995,2	995,6
40	992,2	992,6	993,1	993,5	993,9	994,4	994,8	995,2

E2. Density of water

TABLE EII

Density of water $\rho(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$

(Intermediate values may be derived by linear interpolation)

For the calculation of these values, the formula according to Herbst and Rögner (see E8) was used.

Temperature ϑ (°C)	Absolute pressure (10^5 Pa)							
	1	10	20	30	40	50	60	70
0	999,8	1000,3	1000,8	1001,3	1001,8	1002,3	1002,8	1003,3
1	999,9	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,9	1003,4
2	1000,0	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,9	1003,4
3	1000,0	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,9	1003,4
4	1000,0	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,9	1003,4
5	999,9	1000,4	1000,9	1001,4	1001,9	1002,4	1002,8	1003,3
6	999,9	1000,4	1000,9	1001,4	1001,8	1002,3	1002,8	1003,3
7	999,9	1000,3	1000,8	1001,3	1001,8	1002,3	1002,7	1003,2
8	999,9	1000,3	1000,8	1001,2	1001,7	1002,2	1002,7	1003,2
9	999,8	1000,2	1000,7	1001,2	1001,6	1002,1	1002,6	1003,1
10	999,7	1000,1	1000,6	1001,1	1001,6	1002,0	1002,5	1003,0
11	999,6	1000,0	1000,5	1001,0	1001,4	1001,9	1002,4	1002,9
12	999,5	999,9	1000,4	1000,9	1001,3	1001,8	1002,3	1002,7
13	999,4	999,8	1000,3	1000,7	1001,2	1001,7	1002,1	1002,6
14	999,2	999,7	1000,1	1000,6	1001,1	1001,5	1002,0	1002,4
15	999,1	999,5	1000,0	1000,4	1000,9	1001,4	1001,8	1002,3
16	998,9	999,4	999,8	1000,3	1000,7	1001,2	1001,7	1002,1
17	998,8	999,2	999,6	1000,1	1000,6	1001,0	1001,5	1001,9
18	998,6	999,0	999,5	999,9	1000,4	1000,8	1001,3	1001,7
19	998,4	998,8	999,3	999,7	1000,2	1000,6	1001,1	1001,5
20	998,2	998,6	999,1	999,5	1000,0	1000,4	1000,9	1001,3
21	998,0	998,4	998,9	999,3	999,8	1000,2	1000,7	1001,1
22	997,8	998,2	998,6	999,1	999,5	1000,0	1000,4	1000,9
23	997,5	997,9	998,4	998,8	999,3	999,7	1000,2	1000,6
24	997,3	997,7	998,1	998,6	999,0	999,5	999,9	1000,4
25	997,0	997,4	997,9	998,3	998,8	999,2	999,7	1000,1
26	996,8	997,2	997,6	998,1	998,5	999,0	999,4	999,9
27	996,5	996,9	997,4	997,8	998,3	998,7	999,1	999,6
28	996,2	996,6	997,1	997,5	998,0	998,4	998,9	999,3
29	995,9	996,3	996,8	997,2	997,7	998,1	998,6	999,0
30	995,7	996,1	996,5	996,9	997,4	997,8	998,3	998,7
31	995,3	995,7	996,2	996,6	997,1	997,5	997,9	998,4
32	995,0	995,4	995,9	996,3	996,8	997,2	997,6	998,1
33	994,7	995,1	995,5	996,0	996,4	996,9	997,3	997,7
34	994,4	994,8	995,2	995,7	996,1	996,5	997,0	997,4
35	994,0	994,4	994,9	995,3	995,8	996,2	996,6	997,1
36	993,7	994,1	994,5	995,0	995,4	995,8	996,3	996,7
37	993,3	993,7	994,2	994,6	995,0	995,5	995,9	996,3
38	993,0	993,4	993,8	994,2	994,7	995,1	995,5	996,0
39	992,6	993,0	993,4	993,9	994,3	994,7	995,2	995,6
40	992,2	992,6	993,1	993,5	993,9	994,4	994,8	995,2

TABLEAU EII (suite)

Température ϑ (°C)	Pression absolue (10 ⁵ Pa)							
	80	90	100	110	120	130	140	150
0	1003,8	1004,3	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,8	1007,3
1	1003,9	1004,3	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,8	1007,3
2	1003,9	1004,4	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,8	1007,3
3	1003,9	1004,4	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,8	1007,3
4	1003,8	1004,3	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,7	1007,2
5	1003,8	1004,3	1004,8	1005,3	1005,7	1006,2	1006,7	1007,2
6	1003,8	1004,2	1004,7	1005,2	1005,7	1006,2	1006,6	1007,1
7	1003,7	1004,2	1004,7	1005,1	1005,6	1006,1	1006,5	1007,0
8	1003,6	1004,1	1004,6	1005,0	1005,5	1006,0	1006,5	1006,9
9	1003,5	1004,0	1004,5	1005,0	1005,4	1005,9	1006,4	1006,8
10	1003,4	1003,9	1004,4	1004,8	1005,3	1005,8	1006,2	1006,7
11	1003,3	1003,8	1004,3	1004,7	1005,2	1005,6	1006,1	1006,6
12	1003,2	1003,7	1004,1	1004,6	1005,0	1005,5	1006,0	1006,4
13	1003,1	1003,5	1004,0	1004,4	1004,9	1005,4	1005,8	1006,3
14	1002,9	1003,4	1003,8	1004,3	1004,7	1005,2	1005,7	1006,1
15	1002,7	1003,2	1003,7	1004,1	1004,6	1005,0	1005,5	1005,9
16	1002,6	1003,0	1003,5	1003,9	1004,4	1004,8	1005,3	1005,8
17	1002,4	1002,8	1003,3	1003,8	1004,2	1004,7	1005,1	1005,6
18	1002,2	1002,7	1003,1	1003,6	1004,0	1004,5	1004,9	1005,4
19	1002,0	1002,4	1002,9	1003,3	1003,8	1004,2	1004,7	1005,1
20	1001,8	1002,2	1002,7	1003,1	1003,6	1004,0	1004,5	1004,9
21	1001,6	1002,0	1002,5	1002,9	1003,3	1003,8	1004,2	1004,7
22	1001,3	1001,8	1002,2	1002,7	1003,1	1003,5	1004,0	1004,4
23	1001,1	1001,5	1002,0	1002,4	1002,9	1003,3	1003,7	1004,2
24	1000,8	1001,3	1001,7	1002,2	1002,6	1003,0	1003,5	1003,9
25	1000,6	1001,0	1001,5	1001,9	1002,3	1002,8	1003,2	1003,7
26	1000,3	1000,7	1001,2	1001,6	1002,1	1002,5	1002,9	1003,4
27	1000,0	1000,5	1000,9	1001,3	1001,8	1002,2	1002,7	1003,1
28	999,7	1000,2	1000,6	1001,1	1001,5	1001,9	1002,4	1002,8
29	999,4	999,9	1000,3	1000,8	1001,2	1001,6	1002,1	1002,5
30	999,1	999,6	1000,0	1000,4	1000,9	1001,3	1001,7	1002,2
31	998,8	999,3	999,7	1000,1	1000,6	1001,0	1001,4	1001,9
32	998,5	998,9	999,4	999,8	1000,2	1000,7	1001,1	1001,5
33	998,2	998,6	999,0	999,5	999,9	1000,3	1000,8	1001,2
34	997,8	998,3	998,7	999,1	999,6	1000,0	1000,4	1000,9
35	997,5	997,9	998,4	998,8	999,2	999,7	1000,1	1000,5
36	997,1	997,6	998,0	998,4	998,9	999,3	999,7	1000,2
37	996,8	997,2	997,6	998,1	998,5	998,9	999,4	999,8
38	996,4	996,8	997,3	997,7	998,1	998,6	999,0	999,4
39	996,0	996,5	996,9	997,3	997,8	998,2	998,6	999,0
40	995,7	996,1	996,5	996,9	997,4	997,8	998,2	998,7

TABLE EII (continued)

Temperature ϑ (°C)	Absolute pressure (10 ⁵ Pa)							
	80	90	100	110	120	130	140	150
0	1003,8	1004,3	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,8	1007,3
1	1003,9	1004,3	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,8	1007,3
2	1003,9	1004,4	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,8	1007,3
3	1003,9	1004,4	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,8	1007,3
4	1003,8	1004,3	1004,8	1005,3	1005,8	1006,3	1006,7	1007,2
5	1003,8	1004,3	1004,8	1005,3	1005,7	1006,2	1006,7	1007,2
6	1003,8	1004,2	1004,7	1005,2	1005,7	1006,2	1006,6	1007,1
7	1003,7	1004,2	1004,7	1005,1	1005,6	1006,1	1006,5	1007,0
8	1003,6	1004,1	1004,6	1005,0	1005,5	1006,0	1006,5	1006,9
9	1003,5	1004,0	1004,5	1005,0	1005,4	1005,9	1006,4	1006,8
10	1003,4	1003,9	1004,4	1004,8	1005,3	1005,8	1006,2	1006,7
11	1003,3	1003,8	1004,3	1004,7	1005,2	1005,6	1006,1	1006,6
12	1003,2	1003,7	1004,1	1004,6	1005,0	1005,5	1006,0	1006,4
13	1003,1	1003,5	1004,0	1004,4	1004,9	1005,4	1005,8	1006,3
14	1002,9	1003,4	1003,8	1004,3	1004,7	1005,2	1005,7	1006,1
15	1002,7	1003,2	1003,7	1004,1	1004,6	1005,0	1005,5	1005,9
16	1002,6	1003,0	1003,5	1003,9	1004,4	1004,8	1005,3	1005,8
17	1002,4	1002,8	1003,3	1003,8	1004,2	1004,7	1005,1	1005,6
18	1002,2	1002,7	1003,1	1003,6	1004,0	1004,5	1004,9	1005,4
19	1002,0	1002,4	1002,9	1003,3	1003,8	1004,2	1004,7	1005,1
20	1001,8	1002,2	1002,7	1003,1	1003,6	1004,0	1004,5	1004,9
21	1001,6	1002,0	1002,5	1002,9	1003,3	1003,8	1004,2	1004,7
22	1001,3	1001,8	1002,2	1002,7	1003,1	1003,5	1004,0	1004,4
23	1001,1	1001,5	1002,0	1002,4	1002,9	1003,3	1003,7	1004,2
24	1000,8	1001,3	1001,7	1002,2	1002,6	1003,0	1003,5	1003,9
25	1000,6	1001,0	1001,5	1001,9	1002,3	1002,8	1003,2	1003,7
26	1000,3	1000,7	1001,2	1001,6	1002,1	1002,5	1002,9	1003,4
27	1000,0	1000,5	1000,9	1001,3	1001,8	1002,2	1002,7	1003,1
28	999,7	1000,2	1000,6	1001,1	1001,5	1001,9	1002,4	1002,8
29	999,4	999,9	1000,3	1000,8	1001,2	1001,6	1002,1	1002,5
30	999,1	999,6	1000,0	1000,4	1000,9	1001,3	1001,7	1002,2
31	998,8	999,3	999,7	1000,1	1000,6	1001,0	1001,4	1001,9
32	998,5	998,9	999,4	999,8	1000,2	1000,7	1001,1	1001,5
33	998,2	998,6	999,0	999,5	999,9	1000,3	1000,8	1001,2
34	997,8	998,3	998,7	999,1	999,6	1000,0	1000,4	1000,9
35	997,5	997,9	998,4	998,8	999,2	999,7	1000,1	1000,5
36	997,1	997,6	998,0	998,4	998,9	999,3	999,7	1000,2
37	996,8	997,2	997,6	998,1	998,5	998,9	999,4	999,8
38	996,4	996,8	997,3	997,7	998,1	998,6	999,0	999,4
39	996,0	996,5	996,9	997,3	997,8	998,2	998,6	999,0
40	995,7	996,1	996,5	996,9	997,4	997,8	998,2	998,7

E3. Masse volumique de l'air

La masse volumique de l'air ϱ_a (en $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) est calculée en utilisant la formule suivante:

$$\varrho_a = \frac{p_{\text{abs}}}{\Theta} \times 3,4837 \times 10^{-3}$$

où:

p_{abs} est exprimé en pascal et Θ en kelvin

Référence: voir l'ISO 2533.

E4. Masse volumique du mercure

TABLEAU EIV

Masse volumique du mercure ϱ_{Hg} ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

Les valeurs données dans le tableau sont valables pour une pression $p_0 = 101\,325$ Pa (pression atmosphérique normale au niveau de la mer).

$\vartheta(^{\circ}\text{C})$	$\varrho_{\text{Hg}} (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	$\vartheta(^{\circ}\text{C})$	$\varrho_{\text{Hg}} (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$
0	13 595	25	13 534
5	13 583	30	13 521
10	13 570	35	13 509
15	13 558	40	13 497
20	13 546	45	13 485

Les valeurs intermédiaires peuvent être déduites de l'équation:

$$\varrho_{\text{Hg}} = (13\,595 - 2,46\vartheta)[1 + 3,85 \times 10^{-11}(p - p_a)]$$

Référence: Landolt et Börnstein: *Zahlenwerte und Funktionen*, Vol. IV, Technik, Part 1, et Physikalisch Technische Bundesanstalt, RFA, 1953.

E3. Density of air

The density of air ρ_a ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) is calculated using the following formula:

$$\rho_a = \frac{p_{\text{abs}}}{\Theta} \times 3,4837 \times 10^{-3}$$

where:

p_{abs} is in pascal and Θ in kelvin

Reference: see ISO 2533.

E4. Density of mercury

TABLE EIV

Density of mercury ρ_{Hg} ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

The values given in the table are for a pressure $p_0 = 101\,325$ Pa (atmospheric pressure at sea level).

$\vartheta(^{\circ}\text{C})$	$\rho_{\text{Hg}} (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	$\vartheta(^{\circ}\text{C})$	$\rho_{\text{Hg}} (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$
0	13 595	25	13 534
5	13 583	30	13 521
10	13 570	35	13 509
15	13 558	40	13 497
20	13 546	45	13 485

Intermediate values may be derived from the equation:

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

Reference: Landolt and Börnstein: *Zahlenwerte und Funktionen*, Vol. IV, Technik, Part 1, and Physikalisch Technische Bundesanstalt, Germany, 1953.

E5. Facteur isotherme de l'eau

TABLEAU EV

Facteur isotherme de l'eau $a(10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1})$

(Les valeurs intermédiaires peuvent être déterminées par interpolation linéaire)

Les valeurs du tableau ont été calculées par la formule de Herbst et Rögner (voir E8).

Température ϑ (°C)	Pression absolue (10^5 Pa)							
	1	10	20	30	40	50	60	70
0	1,0184	1,0169	1,0153	1,0137	1,0121	1,0105	1,0089	1,0074
1	1,0137	1,0123	1,0107	1,0092	1,0076	1,0061	1,0046	1,0030
2	1,0091	1,0077	1,0062	1,0047	1,0032	1,0017	1,0003	0,9988
3	1,0046	1,0033	1,0018	1,0003	0,9989	0,9975	0,9960	0,9946
4	1,0002	0,9989	0,9975	0,9961	0,9947	0,9933	0,9919	0,9905
5	0,9958	0,9946	0,9932	0,9918	0,9905	0,9891	0,9878	0,9865
6	0,9915	0,9903	0,9890	0,9877	0,9864	0,9851	0,9838	0,9825
7	0,9874	0,9862	0,9849	0,9837	0,9824	0,9811	0,9799	0,9786
8	0,9833	0,9821	0,9809	0,9797	0,9785	0,9772	0,9760	0,9748
9	0,9792	0,9782	0,9770	0,9758	0,9746	0,9734	0,9723	0,9711
10	0,9753	0,9743	0,9731	0,9720	0,9708	0,9697	0,9686	0,9674
11	0,9715	0,9705	0,9694	0,9683	0,9671	0,9660	0,9650	0,9639
12	0,9677	0,9668	0,9657	0,9646	0,9635	0,9625	0,9614	0,9604
13	0,9641	0,9631	0,9621	0,9610	0,9600	0,9590	0,9580	0,9569
14	0,9605	0,9596	0,9586	0,9576	0,9566	0,9556	0,9546	0,9536
15	0,9570	0,9561	0,9552	0,9542	0,9532	0,9522	0,9513	0,9503
16	0,9536	0,9528	0,9518	0,9509	0,9499	0,9490	0,9481	0,9471
17	0,9503	0,9495	0,9486	0,9477	0,9467	0,9458	0,9449	0,9440
18	0,9471	0,9463	0,9454	0,9445	0,9436	0,9428	0,9419	0,9410
19	0,9440	0,9432	0,9424	0,9415	0,9406	0,9398	0,9389	0,9380
20	0,9410	0,9402	0,9394	0,9385	0,9377	0,9368	0,9360	0,9352
21	0,9380	0,9373	0,9365	0,9356	0,9348	0,9340	0,9332	0,9324
22	0,9351	0,9344	0,9336	0,9328	0,9320	0,9312	0,9304	0,9296
23	0,9322	0,9315	0,9307	0,9299	0,9291	0,9283	0,9276	0,9268
24	0,9293	0,9286	0,9278	0,9271	0,9263	0,9255	0,9248	0,9240
25	0,9264	0,9257	0,9250	0,9242	0,9235	0,9228	0,9220	0,9213
26	0,9235	0,9229	0,9222	0,9215	0,9207	0,9200	0,9193	0,9186
27	0,9207	0,9201	0,9194	0,9187	0,9180	0,9173	0,9166	0,9159
28	0,9179	0,9173	0,9166	0,9159	0,9152	0,9146	0,9139	0,9132
29	0,9151	0,9145	0,9139	0,9132	0,9125	0,9119	0,9112	0,9106
30	0,9124	0,9118	0,9111	0,9105	0,9099	0,9092	0,9086	0,9079
31	0,9096	0,9091	0,9084	0,9078	0,9072	0,9066	0,9059	0,9053
32	0,9069	0,9064	0,9058	0,9052	0,9045	0,9039	0,9033	0,9027
33	0,9042	0,9037	0,9031	0,9025	0,9019	0,9013	0,9007	0,9002
34	0,9016	0,9010	0,9005	0,8999	0,8993	0,8987	0,8982	0,8976
35	0,8989	0,8984	0,8979	0,8973	0,8967	0,8962	0,8956	0,8951
36	0,8963	0,8958	0,8953	0,8947	0,8942	0,8937	0,8931	0,8926
37	0,8937	0,8932	0,8927	0,8922	0,8917	0,8911	0,8906	0,8901
38	0,8911	0,8907	0,8902	0,8897	0,8892	0,8887	0,8881	0,8876
39	0,8886	0,8881	0,8877	0,8872	0,8867	0,8862	0,8857	0,8852
40	0,8861	0,8856	0,8852	0,8847	0,8842	0,8837	0,8833	0,8828

E5. Isothermal factor of water

TABLE EV

Isothermal factor of water $a(10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1})$

(Intermediate values may be derived by linear interpolation)

For the calculation of these values, the formula according to Herbst and Rögner (see E8) was used.

Temperature ϑ (°C)	Absolute pressure (10^5 Pa)							
	1	10	20	30	40	50	60	70
0	1,0184	1,0169	1,0153	1,0137	1,0121	1,0105	1,0089	1,0074
1	1,0137	1,0123	1,0107	1,0092	1,0076	1,0061	1,0046	1,0030
2	1,0091	1,0077	1,0062	1,0047	1,0032	1,0017	1,0003	0,9988
3	1,0046	1,0033	1,0018	1,0003	0,9989	0,9975	0,9960	0,9946
4	1,0002	0,9989	0,9975	0,9961	0,9947	0,9933	0,9919	0,9905
5	0,9958	0,9946	0,9932	0,9918	0,9905	0,9891	0,9878	0,9865
6	0,9915	0,9903	0,9890	0,9877	0,9864	0,9851	0,9838	0,9825
7	0,9874	0,9862	0,9849	0,9837	0,9824	0,9811	0,9799	0,9786
8	0,9833	0,9821	0,9809	0,9797	0,9785	0,9772	0,9760	0,9748
9	0,9792	0,9782	0,9770	0,9758	0,9746	0,9734	0,9723	0,9711
10	0,9753	0,9743	0,9731	0,9720	0,9708	0,9697	0,9686	0,9674
11	0,9715	0,9705	0,9694	0,9683	0,9671	0,9660	0,9650	0,9639
12	0,9677	0,9668	0,9657	0,9646	0,9635	0,9625	0,9614	0,9604
13	0,9641	0,9631	0,9621	0,9610	0,9600	0,9590	0,9580	0,9569
14	0,9605	0,9596	0,9586	0,9576	0,9566	0,9556	0,9546	0,9536
15	0,9570	0,9561	0,9552	0,9542	0,9532	0,9522	0,9513	0,9503
16	0,9536	0,9528	0,9518	0,9509	0,9499	0,9490	0,9481	0,9471
17	0,9503	0,9495	0,9486	0,9477	0,9467	0,9458	0,9449	0,9440
18	0,9471	0,9463	0,9454	0,9445	0,9436	0,9428	0,9419	0,9410
19	0,9440	0,9432	0,9424	0,9415	0,9406	0,9398	0,9389	0,9380
20	0,9410	0,9402	0,9394	0,9385	0,9377	0,9368	0,9360	0,9352
21	0,9380	0,9373	0,9365	0,9356	0,9348	0,9340	0,9332	0,9324
22	0,9351	0,9344	0,9336	0,9328	0,9320	0,9312	0,9304	0,9296
23	0,9322	0,9315	0,9307	0,9299	0,9291	0,9283	0,9276	0,9268
24	0,9293	0,9286	0,9278	0,9271	0,9263	0,9255	0,9248	0,9240
25	0,9264	0,9257	0,9250	0,9242	0,9235	0,9228	0,9220	0,9213
26	0,9235	0,9229	0,9222	0,9215	0,9207	0,9200	0,9193	0,9186
27	0,9207	0,9201	0,9194	0,9187	0,9180	0,9173	0,9166	0,9159
28	0,9179	0,9173	0,9166	0,9159	0,9152	0,9146	0,9139	0,9132
29	0,9151	0,9145	0,9139	0,9132	0,9125	0,9119	0,9112	0,9106
30	0,9124	0,9118	0,9111	0,9105	0,9099	0,9092	0,9086	0,9079
31	0,9096	0,9091	0,9084	0,9078	0,9072	0,9066	0,9059	0,9053
32	0,9069	0,9064	0,9058	0,9052	0,9045	0,9039	0,9033	0,9027
33	0,9042	0,9037	0,9031	0,9025	0,9019	0,9013	0,9007	0,9002
34	0,9016	0,9010	0,9005	0,8999	0,8993	0,8987	0,8982	0,8976
35	0,8989	0,8984	0,8979	0,8973	0,8967	0,8962	0,8956	0,8951
36	0,8963	0,8958	0,8953	0,8947	0,8942	0,8937	0,8931	0,8926
37	0,8937	0,8932	0,8927	0,8922	0,8917	0,8911	0,8906	0,8901
38	0,8911	0,8907	0,8902	0,8897	0,8892	0,8887	0,8881	0,8876
39	0,8886	0,8881	0,8877	0,8872	0,8867	0,8862	0,8857	0,8852
40	0,8861	0,8856	0,8852	0,8847	0,8842	0,8837	0,8833	0,8828

TABLEAU EV (suite)

Température ϑ (°C)	Pression absolue (10^5 Pa)							
	80	90	100	110	120	130	140	150
0	1,0058	1,0043	1,0027	1,0012	0,9997	0,9982	0,9968	0,9953
1	1,0015	1,0001	0,9986	0,9971	0,9956	0,9942	0,9928	0,9913
2	0,9973	0,9959	0,9945	0,9930	0,9916	0,9902	0,9888	0,9875
3	0,9932	0,9918	0,9904	0,9891	0,9877	0,9863	0,9850	0,9836
4	0,9892	0,9878	0,9865	0,9851	0,9838	0,9825	0,9812	0,9799
5	0,9852	0,9839	0,9826	0,9813	0,9800	0,9787	0,9774	0,9762
6	0,9813	0,9800	0,9787	0,9775	0,9762	0,9750	0,9738	0,9725
7	0,9774	0,9762	0,9750	0,9738	0,9725	0,9713	0,9702	0,9690
8	0,9736	0,9725	0,9713	0,9701	0,9689	0,9678	0,9666	0,9655
9	0,9699	0,9688	0,9677	0,9665	0,9654	0,9643	0,9631	0,9620
10	0,9663	0,9652	0,9641	0,9630	0,9619	0,9608	0,9597	0,9586
11	0,9628	0,9617	0,9606	0,9596	0,9585	0,9574	0,9564	0,9553
12	0,9593	0,9583	0,9572	0,9562	0,9552	0,9541	0,9531	0,9521
13	0,9559	0,9549	0,9539	0,9529	0,9519	0,9509	0,9499	0,9489
14	0,9526	0,9516	0,9506	0,9497	0,9487	0,9477	0,9467	0,9458
15	0,9494	0,9484	0,9474	0,9465	0,9456	0,9446	0,9437	0,9427
16	0,9462	0,9453	0,9443	0,9434	0,9425	0,9416	0,9407	0,9398
17	0,9431	0,9422	0,9413	0,9404	0,9395	0,9386	0,9377	0,9369
18	0,9401	0,9392	0,9384	0,9375	0,9366	0,9357	0,9349	0,9340
19	0,9372	0,9363	0,9355	0,9346	0,9338	0,9329	0,9321	0,9313
20	0,9343	0,9335	0,9327	0,9318	0,9310	0,9302	0,9294	0,9286
21	0,9315	0,9307	0,9299	0,9291	0,9283	0,9275	0,9267	0,9259
22	0,9288	0,9280	0,9272	0,9264	0,9256	0,9248	0,9240	0,9233
23	0,9260	0,9252	0,9245	0,9237	0,9229	0,9222	0,9214	0,9206
24	0,9233	0,9225	0,9218	0,9210	0,9203	0,9195	0,9188	0,9180
25	0,9206	0,9198	0,9191	0,9184	0,9176	0,9169	0,9162	0,9155
26	0,9179	0,9171	0,9164	0,9157	0,9150	0,9143	0,9136	0,9129
27	0,9152	0,9145	0,9138	0,9131	0,9124	0,9117	0,9110	0,9103
28	0,9125	0,9119	0,9112	0,9105	0,9098	0,9092	0,9085	0,9078
29	0,9099	0,9092	0,9086	0,9079	0,9073	0,9066	0,9060	0,9053
30	0,9073	0,9066	0,9060	0,9054	0,9047	0,9041	0,9035	0,9028
31	0,9047	0,9041	0,9034	0,9028	0,9022	0,9016	0,9010	0,9004
32	0,9021	0,9015	0,9009	0,9003	0,8997	0,8991	0,8985	0,8979
33	0,8996	0,8990	0,8984	0,8978	0,8972	0,8966	0,8961	0,8955
34	0,8970	0,8965	0,8959	0,8953	0,8948	0,8942	0,8936	0,8931
35	0,8945	0,8940	0,8934	0,8929	0,8923	0,8918	0,8912	0,8907
36	0,8920	0,8915	0,8910	0,8904	0,8899	0,8894	0,8888	0,8883
37	0,8896	0,8891	0,8885	0,8880	0,8875	0,8870	0,8865	0,8859
38	0,8871	0,8866	0,8861	0,8856	0,8851	0,8846	0,8841	0,8836
39	0,8847	0,8842	0,8837	0,8832	0,8828	0,8823	0,8818	0,8813
40	0,8823	0,8818	0,8814	0,8809	0,8804	0,8800	0,8795	0,8790

TABLE EV (continued)

Temperature ϑ (°C)	Absolute pressure (10 ⁵ Pa)							
	80	90	100	110	120	130	140	150
0	1,0058	1,0043	1,0027	1,0012	0,9997	0,9982	0,9968	0,9953
1	1,0015	1,0001	0,9986	0,9971	0,9956	0,9942	0,9928	0,9913
2	0,9973	0,9959	0,9945	0,9930	0,9916	0,9902	0,9888	0,9875
3	0,9932	0,9918	0,9904	0,9891	0,9877	0,9863	0,9850	0,9836
4	0,9892	0,9878	0,9865	0,9851	0,9838	0,9825	0,9812	0,9799
5	0,9852	0,9839	0,9826	0,9813	0,9800	0,9787	0,9774	0,9762
6	0,9813	0,9800	0,9787	0,9775	0,9762	0,9750	0,9738	0,9725
7	0,9774	0,9762	0,9750	0,9738	0,9725	0,9713	0,9702	0,9690
8	0,9736	0,9725	0,9713	0,9701	0,9689	0,9678	0,9666	0,9655
9	0,9699	0,9688	0,9677	0,9665	0,9654	0,9643	0,9631	0,9620
10	0,9663	0,9652	0,9641	0,9630	0,9619	0,9608	0,9597	0,9586
11	0,9628	0,9617	0,9606	0,9596	0,9585	0,9574	0,9564	0,9553
12	0,9593	0,9583	0,9572	0,9562	0,9552	0,9541	0,9531	0,9521
13	0,9559	0,9549	0,9539	0,9529	0,9519	0,9509	0,9499	0,9489
14	0,9526	0,9516	0,9506	0,9497	0,9487	0,9477	0,9467	0,9458
15	0,9494	0,9484	0,9474	0,9465	0,9456	0,9446	0,9437	0,9427
16	0,9462	0,9453	0,9443	0,9434	0,9425	0,9416	0,9407	0,9398
17	0,9431	0,9422	0,9413	0,9404	0,9395	0,9386	0,9377	0,9369
18	0,9401	0,9392	0,9384	0,9375	0,9366	0,9357	0,9349	0,9340
19	0,9372	0,9363	0,9355	0,9346	0,9338	0,9329	0,9321	0,9313
20	0,9343	0,9335	0,9327	0,9318	0,9310	0,9302	0,9294	0,9286
21	0,9315	0,9307	0,9299	0,9291	0,9283	0,9275	0,9267	0,9259
22	0,9288	0,9280	0,9272	0,9264	0,9256	0,9248	0,9240	0,9233
23	0,9260	0,9252	0,9245	0,9237	0,9229	0,9222	0,9214	0,9206
24	0,9233	0,9225	0,9218	0,9210	0,9203	0,9195	0,9188	0,9180
25	0,9206	0,9198	0,9191	0,9184	0,9176	0,9169	0,9162	0,9155
26	0,9179	0,9171	0,9164	0,9157	0,9150	0,9143	0,9136	0,9129
27	0,9152	0,9145	0,9138	0,9131	0,9124	0,9117	0,9110	0,9103
28	0,9125	0,9119	0,9112	0,9105	0,9098	0,9092	0,9085	0,9078
29	0,9099	0,9092	0,9086	0,9079	0,9073	0,9066	0,9060	0,9053
30	0,9073	0,9066	0,9060	0,9054	0,9047	0,9041	0,9035	0,9028
31	0,9047	0,9041	0,9034	0,9028	0,9022	0,9016	0,9010	0,9004
32	0,9021	0,9015	0,9009	0,9003	0,8997	0,8991	0,8985	0,8979
33	0,8996	0,8990	0,8984	0,8978	0,8972	0,8966	0,8961	0,8955
34	0,8970	0,8965	0,8959	0,8953	0,8948	0,8942	0,8936	0,8931
35	0,8945	0,8940	0,8934	0,8929	0,8923	0,8918	0,8912	0,8907
36	0,8920	0,8915	0,8910	0,8904	0,8899	0,8894	0,8888	0,8883
37	0,8896	0,8891	0,8885	0,8880	0,8875	0,8870	0,8865	0,8859
38	0,8871	0,8866	0,8861	0,8856	0,8851	0,8846	0,8841	0,8836
39	0,8847	0,8842	0,8837	0,8832	0,8828	0,8823	0,8818	0,8813
40	0,8823	0,8818	0,8814	0,8809	0,8804	0,8800	0,8795	0,8790

E6. Capacité thermique massique de l'eau

TABLEAU EVI

Capacité thermique massique de l'eau c_p ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

(Les valeurs intermédiaires peuvent être déterminées par interpolation linéaire)

Les valeurs du tableau ont été calculées par la formule de Herbst et Rögener (voir E8).

Température ϑ (°C)	Pression absolue (10^5 Pa)							
	1	10	20	30	40	50	60	70
0	4207	4203	4198	4193	4189	4184	4180	4176
1	4206	4202	4197	4193	4188	4184	4180	4175
2	4205	4201	4197	4192	4188	4183	4179	4175
3	4204	4200	4196	4191	4187	4183	4179	4174
4	4203	4199	4195	4191	4186	4182	4178	4174
5	4202	4198	4194	4190	4186	4182	4177	4173
6	4201	4197	4193	4189	4185	4181	4177	4173
7	4200	4196	4192	4188	4184	4180	4176	4172
8	4199	4195	4191	4187	4183	4179	4175	4172
9	4197	4194	4190	4186	4182	4178	4175	4171
10	4196	4193	4189	4185	4181	4178	4174	4170
11	4195	4191	4188	4184	4180	4177	4173	4170
12	4194	4190	4187	4183	4179	4176	4172	4169
13	4192	4189	4185	4182	4178	4175	4171	4168
14	4191	4188	4184	4181	4177	4174	4170	4167
15	4189	4186	4183	4179	4176	4173	4169	4166
16	4188	4185	4181	4178	4175	4172	4168	4165
17	4186	4183	4180	4177	4174	4170	4167	4164
18	4185	4182	4179	4175	4172	4169	4166	4163
19	4183	4180	4177	4174	4171	4168	4165	4162
20	4181	4179	4176	4173	4170	4167	4164	4161
21	4181	4179	4176	4173	4170	4167	4164	4161
22	4181	4179	4176	4173	4170	4167	4165	4162
23	4182	4179	4176	4173	4170	4168	4165	4162
24	4182	4179	4176	4173	4171	4168	4165	4162
25	4182	4179	4176	4173	4171	4168	4165	4162
26	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4165	4163
27	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4165	4163
28	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
29	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
30	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
31	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
32	4181	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
33	4181	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
34	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
35	4181	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
36	4181	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
37	4181	4179	4176	4173	4171	4168	4166	4163
38	4181	4178	4176	4173	4171	4168	4166	4164
39	4181	4178	4176	4173	4171	4168	4166	4164
40	4181	4178	4176	4173	4171	4168	4166	4164

E6. Specific heat capacity of water

TABLE EVI

Specific heat capacity of water c_p ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

(Intermediate values may be derived by linear interpolation)

For the calculation of these values, the formula according to Herbst and Rögner (see E8) was used.

Temperature ϑ (°C)	Absolute pressure (10^5 Pa)							
	1	10	20	30	40	50	60	70
0	4207	4203	4198	4193	4189	4184	4180	4176
1	4206	4202	4197	4193	4188	4184	4180	4175
2	4205	4201	4197	4192	4188	4183	4179	4175
3	4204	4200	4196	4191	4187	4183	4179	4174
4	4203	4199	4195	4191	4186	4182	4178	4174
5	4202	4198	4194	4190	4186	4182	4177	4173
6	4201	4197	4193	4189	4185	4181	4177	4173
7	4200	4196	4192	4188	4184	4180	4176	4172
8	4199	4195	4191	4187	4183	4179	4175	4172
9	4197	4194	4190	4186	4182	4178	4175	4171
10	4196	4193	4189	4185	4181	4178	4174	4170
11	4195	4191	4188	4184	4180	4177	4173	4170
12	4194	4190	4187	4183	4179	4176	4172	4169
13	4192	4189	4185	4182	4178	4175	4171	4168
14	4191	4188	4184	4181	4177	4174	4170	4167
15	4189	4186	4183	4179	4176	4173	4169	4166
16	4188	4185	4181	4178	4175	4172	4168	4165
17	4186	4183	4180	4177	4174	4170	4167	4164
18	4185	4182	4179	4175	4172	4169	4166	4163
19	4183	4180	4177	4174	4171	4168	4165	4162
20	4181	4179	4176	4173	4170	4167	4164	4161
21	4181	4179	4176	4173	4170	4167	4164	4161
22	4182	4179	4176	4173	4170	4167	4165	4162
23	4181	4179	4176	4173	4170	4168	4165	4162
24	4182	4179	4176	4173	4171	4168	4165	4162
25	4182	4179	4176	4173	4171	4168	4165	4162
26	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4165	4163
27	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4165	4163
28	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
29	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
30	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
31	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
32	4181	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
33	4181	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
34	4182	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
35	4181	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
36	4181	4179	4176	4174	4171	4168	4166	4163
37	4181	4179	4176	4173	4171	4168	4166	4163
38	4181	4178	4176	4173	4171	4168	4166	4164
39	4181	4178	4176	4173	4171	4168	4166	4164
40	4181	4178	4176	4173	4171	4168	4166	4164

TABLEAU EVI (suite)

Température ϑ (°C)	Pression absolue (10 ⁵ Pa)							
	80	90	100	110	120	130	140	150
0	4171	4167	4163	4159	4154	4150	4146	4142
1	4171	4167	4163	4158	4154	4150	4146	4142
2	4171	4167	4162	4158	4154	4150	4146	4143
3	4170	4166	4162	4158	4154	4150	4147	4143
4	4170	4166	4162	4158	4154	4150	4147	4143
5	4169	4166	4162	4158	4154	4150	4147	4143
6	4169	4165	4161	4158	4154	4150	4146	4143
7	4169	4165	4161	4157	4154	4150	4146	4143
8	4168	4164	4161	4157	4153	4150	4146	4143
9	4167	4164	4160	4157	4153	4150	4146	4143
10	4167	4163	4160	4156	4153	4149	4146	4142
11	4166	4163	4159	4156	4152	4149	4146	4142
12	4165	4162	4159	4155	4152	4149	4145	4142
13	4165	4161	4158	4155	4151	4148	4145	4142
14	4164	4161	4157	4154	4151	4148	4145	4142
15	4163	4160	4157	4154	4150	4147	4144	4141
16	4162	4159	4156	4153	4150	4147	4144	4141
17	4161	4158	4155	4152	4149	4146	4143	4141
18	4160	4157	4154	4152	4149	4146	4143	4140
19	4159	4157	4154	4151	4148	4145	4142	4140
20	4158	4156	4153	4150	4147	4145	4142	4139
21	4159	4156	4153	4150	4148	4145	4142	4140
22	4159	4156	4153	4151	4148	4145	4143	4140
23	4159	4157	4154	4151	4148	4146	4143	4140
24	4159	4157	4154	4151	4149	4146	4143	4141
25	4160	4157	4154	4152	4149	4146	4144	4141
26	4160	4157	4155	4152	4149	4147	4144	4142
27	4160	4158	4155	4152	4150	4147	4144	4142
28	4160	4158	4155	4152	4150	4147	4145	4142
29	4160	4158	4155	4153	4150	4147	4145	4142
30	4160	4158	4155	4153	4150	4148	4145	4143
31	4161	4158	4155	4153	4150	4148	4145	4143
32	4161	4158	4156	4153	4151	4148	4146	4143
33	4161	4158	4156	4153	4151	4148	4146	4143
34	4161	4158	4156	4153	4151	4148	4146	4144
35	4161	4159	4156	4154	4151	4149	4146	4144
36	4161	4159	4156	4154	4151	4149	4146	4144
37	4161	4159	4156	4154	4151	4149	4147	4144
38	4161	4159	4156	4154	4151	4149	4147	4144
39	4161	4159	4156	4154	4152	4149	4147	4145
40	4161	4159	4156	4154	4152	4149	4147	4145

TABLE EVI (continued)

Temperature ϑ (°C)	Absolute pressure (10 ⁵ Pa)							
	80	90	100	110	120	130	140	150
0	4171	4167	4163	4159	4154	4150	4146	4142
1	4171	4167	4163	4158	4154	4150	4146	4142
2	4171	4167	4162	4158	4154	4150	4146	4143
3	4170	4166	4162	4158	4154	4150	4147	4143
4	4170	4166	4162	4158	4154	4150	4147	4143
5	4169	4166	4162	4158	4154	4150	4147	4143
6	4169	4165	4161	4158	4154	4150	4146	4143
7	4169	4165	4161	4157	4154	4150	4146	4143
8	4168	4164	4161	4157	4153	4150	4146	4143
9	4167	4164	4160	4157	4153	4150	4146	4143
10	4167	4163	4160	4156	4153	4149	4146	4142
11	4166	4163	4159	4156	4152	4149	4146	4142
12	4165	4162	4159	4155	4152	4149	4145	4142
13	4165	4161	4158	4155	4151	4148	4145	4142
14	4164	4161	4157	4154	4151	4148	4145	4142
15	4163	4160	4157	4154	4150	4147	4144	4141
16	4162	4159	4156	4153	4150	4147	4144	4141
17	4161	4158	4155	4152	4149	4146	4143	4141
18	4160	4157	4154	4152	4149	4146	4143	4140
19	4159	4157	4154	4151	4148	4145	4142	4140
20	4158	4156	4153	4150	4147	4145	4142	4139
21	4159	4156	4153	4150	4148	4145	4142	4140
22	4159	4156	4153	4151	4148	4145	4143	4140
23	4159	4157	4154	4151	4148	4146	4143	4140
24	4159	4157	4154	4151	4149	4146	4143	4141
25	4160	4157	4154	4152	4149	4146	4144	4141
26	4160	4157	4155	4152	4149	4147	4144	4142
27	4160	4158	4155	4152	4150	4147	4144	4142
28	4160	4158	4155	4152	4150	4147	4145	4142
29	4160	4158	4155	4153	4150	4147	4145	4142
30	4160	4158	4155	4153	4150	4148	4145	4143
31	4161	4158	4155	4153	4150	4148	4145	4143
32	4161	4158	4156	4153	4151	4148	4146	4143
33	4161	4158	4156	4153	4151	4148	4146	4143
34	4161	4158	4156	4153	4151	4148	4146	4144
35	4161	4159	4156	4154	4151	4149	4146	4144
36	4161	4159	4156	4154	4151	4149	4146	4144
37	4161	4159	4156	4154	4151	4149	4147	4144
38	4161	4159	4156	4154	4151	4149	4147	4144
39	4161	4159	4156	4154	4152	4149	4147	4145
40	4161	4159	4156	4154	4152	4149	4147	4145

E7. Pression de vapeur de l'eau distillée

TABLEAU EVII
Pression de vapeur de l'eau distillée p_{va} (Pa)

Température ϑ (°C)	Pression de vapeur p_{va} (Pa)	Température ϑ (°C)	Pression de vapeur p_{va} (Pa)
0	611		
1	657	21	2 488
2	706	22	2 645
3	758	23	2 810
4	814	24	2 985
5	873	25	3 169
6	935	26	3 363
7	1 002	27	3 567
8	1 073	28	3 782
9	1 148	29	4 008
10	1 228	30	4 246
11	1 313	31	4 495
12	1 403	32	4 758
13	1 498	33	5 034
14	1 599	34	5 323
15	1 706	35	5 627
16	1 819	36	5 945
17	1 938	37	6 280
18	2 064	38	6 630
19	2 198	39	6 997
20	2 339	40	7 381

Référence:

Haar, Gallagher, Kell: NBS/NRC Steam Tables, 1984, Hemisphere Publishing Corp.,
Washington – New York – London.

La pression de vapeur de l'eau peut être calculée, entre les températures $\vartheta = 0^\circ\text{C}$ et $\vartheta = 40^\circ\text{C}$, par la
formule empirique suivante:

$$p_{va} = 10^{(2,7862 + 0,0312 \vartheta - 0,000104 \vartheta^2)}$$

avec une erreur inférieure à ± 7 Pa.

E7. Vapour pressure of distilled water

TABLE EVII
Vapour pressure of distilled water p_{va} (Pa)

Temperature ϑ (°C)	Vapour pressure p_{va} (Pa)	Temperature ϑ (°C)	Vapour pressure p_{va} (Pa)
0	611		
1	657	21	2488
2	706	22	2645
3	758	23	2810
4	814	24	2985
5	873	25	3169
6	935	26	3363
7	1002	27	3567
8	1073	28	3782
9	1148	29	4008
10	1228	30	4246
11	1313	31	4495
12	1403	32	4758
13	1498	33	5034
14	1599	34	5323
15	1706	35	5627
16	1819	36	5945
17	1938	37	6280
18	2064	38	6630
19	2198	39	6997
20	2339	40	7381

Reference:

Haar, Gallagher, Kell: NBS/NRC Steam Tables, 1984, Hemisphere Publishing Corp.,
Washington – New York – London.

The vapour pressure of water can be calculated between the temperatures $\vartheta = 0^{\circ}\text{C}$ and $\vartheta = 40^{\circ}\text{C}$ according to the following empirical equation:

$$p_{va} = 10^{(2,7862 + 0,0312 \vartheta - 0,000104 \vartheta^2)}$$

with an error smaller than ± 7 Pa.

E8. Formulation des propriétés thermodynamiques de l'eau

Les valeurs numériques des tableaux EII, EV et EVI ont été calculées par Herbst et Rögner [1] à partir de l'équation d'état empirique définissant l'enthalpie libre de l'eau. Ce sont essentiellement les résultats d'essais de Kell et Whalley [2] et ceux de Kell, McLaurin et Whalley [3] qui ont été utilisés pour déterminer les coefficients.

Les formules de calcul de ρ , a et c_p dérivées de l'équation d'état de l'enthalpie libre sont les suivantes:

$$\begin{aligned}\rho &= 10^2 \left[\sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 R_{ij} \cdot \alpha^j \cdot \beta^{(i-1)} \right]^{-1} (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}) \\ a &= \frac{1}{\rho} - \Theta \left[\frac{\partial(1/\rho)}{\partial \Theta} \right]_p = 10^{-2} \left[\sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 R_{ij} \alpha^j \beta^{(i-1)} - \Theta \sum_{i=0}^3 \sum_{j=1}^3 j R_{ij} \alpha^{(j-1)} \beta^{(i-1)} \right] (\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}) \\ c_p &= -10^3 \Theta \left[\sum_{j=2}^4 u_j j(j-1) \alpha^{(j-2)} + \ln \beta \sum_{j=2}^3 R_{0,j} j(j-1) \alpha^{(j-2)} + \sum_{i=1}^3 \sum_{j=2}^3 \frac{1}{i} R_{ij} j(j-1) \alpha^{(j-2)} \beta^i \right] \\ &\quad (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})\end{aligned}$$

où: $\beta = \frac{1}{p^*} (p_{\text{abs}} + 200 \cdot 10^5)$ avec p_{abs} exprimé en Pa et $p^* = 10^5$ Pa

$\alpha = \frac{1}{\Theta^*} (\Theta - \Theta_1)$ avec $\Theta^* = 1$ K et $\Theta_1 = 273,15$ K

pour une gamme de température de 273,15 K à 293,15 K (0,0°C à 20,0°C)

et $\Theta_1 = 293,15$ K

pour une gamme de température de 293,15 K à 323,15 K (20,0°C à 50,0°C)

Les tableaux ci-après donnent les coefficients R_{ij} et u_j :

Gamme de température: 0,0°C à 20,0°C

j	u_j
0	$-0,2010822004 \cdot 10^2$
1	$0,2586532356 \cdot 10^{-2}$
2	$-0,7909909220 \cdot 10^{-2}$
3	$0,1150327872 \cdot 10^{-4}$
4	$-0,1035522272 \cdot 10^{-7}$

R_{ij}				
i	$j = 0$	$j = 1$	$j = 2$	$j = 3$
0	$0,4466741557 \cdot 10^{-4}$	$-0,5594500697 \cdot 10^{-4}$	$0,3402591955 \cdot 10^{-5}$	$-0,4136345187 \cdot 10^{-7}$
1	$0,1010693802$	$-0,1513709263 \cdot 10^{-4}$	$0,1063798744 \cdot 10^{-5}$	$-0,8146078995 \cdot 10^{-8}$
2	$-0,5398392119 \cdot 10^{-5}$	$0,4672756685 \cdot 10^{-7}$	$-0,1194765361 \cdot 10^{-8}$	$0,1366322053 \cdot 10^{-10}$
3	$0,7780118121 \cdot 10^{-9}$	$-0,1619391322 \cdot 10^{-10}$	$0,5883547485 \cdot 10^{-12}$	$-0,8754014287 \cdot 10^{-14}$

E8. Formulation of the thermodynamic properties of water

The numerical values of the tables EII, EV and EVI were calculated by Herbst and Rögner [1] from the empirical equation of state for the free enthalpy for water. For determining the coefficients, the test results of Kell and Whalley [2] and of Kell, McLaurin and Whalley [3] were principally used.

The formulae derived from the equation of state for the free enthalpy for the calculation of ϱ , a and c_p are:

$$\begin{aligned}\varrho &= 10^2 \left[\sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 R_{ij} \cdot \alpha^j \cdot \beta^{(i-1)} \right]^{-1} (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}) \\ a &= \frac{1}{\varrho} - \Theta \left[\frac{\partial(1/\varrho)}{\partial \Theta} \right]_p = 10^{-2} \left[\sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 R_{ij} \alpha^j \beta^{(i-1)} - \Theta \sum_{i=0}^3 \sum_{j=1}^3 j R_{ij} \alpha^{(j-1)} \beta^{(i-1)} \right] (\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}) \\ c_p &= -10^3 \Theta \left[\sum_{j=2}^4 u_j j(j-1) \alpha^{(j-2)} + \ln \beta \sum_{j=2}^3 R_{0,j} j(j-1) \alpha^{(j-2)} + \sum_{i=1}^3 \sum_{j=2}^3 \frac{1}{i} R_{ij} j(j-1) \alpha^{(j-2)} \beta^i \right] \\ &\quad (\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})\end{aligned}$$

where: $\beta = \frac{1}{p^*} (p_{\text{abs}} + 200 \cdot 10^5)$ with p_{abs} expressed in Pa and $p^* = 10^5$ Pa

$\alpha = \frac{1}{\Theta^*} (\Theta - \Theta_1)$ with $\Theta^* = 1$ K and $\Theta_1 = 273,15$ K

for a temperature range 273,15 K to 293,15 K (0,0°C to 20,0°C)

and $\Theta_1 = 293,15$ K

for a temperature range 293,15 K to 323,15 K (20,0°C to 50,0°C)

The following tables furnish the coefficients R_{ij} and u_j :

Temperature range: 0,0°C to 20,0°C

j	u_j
0	$-0,2010822004 \cdot 10^2$
1	$0,2586532356 \cdot 10^{-2}$
2	$-0,7909909220 \cdot 10^{-2}$
3	$0,1150327872 \cdot 10^{-4}$
4	$-0,1035522272 \cdot 10^{-7}$

R_{ij}				
i	$j = 0$	$j = 1$	$j = 2$	$j = 3$
0	$0,4466741557 \cdot 10^{-4}$	$-0,5594500697 \cdot 10^{-4}$	$0,3402591955 \cdot 10^{-5}$	$-0,4136345187 \cdot 10^{-7}$
1	$0,1010693802$	$-0,1513709263 \cdot 10^{-4}$	$0,1063798744 \cdot 10^{-5}$	$-0,8146078995 \cdot 10^{-8}$
2	$-0,5398392119 \cdot 10^{-5}$	$0,4672756685 \cdot 10^{-7}$	$-0,1194765361 \cdot 10^{-8}$	$0,1366322053 \cdot 10^{-10}$
3	$0,7780118121 \cdot 10^{-9}$	$-0,1619391322 \cdot 10^{-10}$	$0,5883547485 \cdot 10^{-12}$	$-0,8754014287 \cdot 10^{-14}$

Gamme de température: 20,0°C à 50,0°C

j	u_j
0	$-0,2313008369 \cdot 10^2$
1	$-0,3003372691$
2	$-0,7244565031 \cdot 10^{-2}$
3	$0,8522355922 \cdot 10^{-5}$
4	$-0,1035522272 \cdot 10^{-7}$

$R_{i,j}$				
i	$j = 0$	$j = 1$	$j = 2$	$j = 3$
0	$-0,4410355650 \cdot 10^{-4}$	$0,3052252898 \cdot 10^{-4}$	$0,9207848427 \cdot 10^{-6}$	$-0,2590431198 \cdot 10^{-7}$
1	$0,1011269892$	$0,1763956234 \cdot 10^{-4}$	$0,5750340044 \cdot 10^{-6}$	$-0,1923769978 \cdot 10^{-8}$
2	$-0,4832441163 \cdot 10^{-5}$	$0,1533281704 \cdot 10^{-7}$	$-0,3749721294 \cdot 10^{-9}$	$0,1322804180 \cdot 10^{-11}$
3	$0,6194433327 \cdot 10^{-9}$	$-0,3164540431 \cdot 10^{-11}$	$0,6311389123 \cdot 10^{-13}$	$0,2469249342 \cdot 10^{-15}$

Au lieu des formules de Herbst et Rögener [1], les formules de Borel et Lan [4] ou celles de Haar, Gallagher et Kell [5] peuvent aussi être utilisées dans un ordinateur.

Ces auteurs ont également pris pour base les valeurs expérimentales obtenues par [2] et [3].

Références:

- [1] Herbst, G., Rögener, H.: *Neue kanonische Zustandsgleichung des Wassers*. Fortschritt Berichte VDI-Z, Reihe 6, Nr. 50 (1977).
- [2] Kell, G.S., Whalley, E.: *Re-analysis of the Density of Liquid Water in the Range 0 to 150 °C and 0 to 1 kbar*. Paper presented at the 8th Int. Conf. Prop. Steam, Giens (1974).
- [3] Kell, G.S., McLaurin, G.E., Whalley, E.: *The PVT Properties of Liquid Water in the Range 150 to 350 °C*. Paper presented at the 8th Int. Conf. Prop. Steam, Giens (1974).
- [4] Borel, L., Nguyen Dinh Lan: *Equations of state and Joule – Thomson coefficient*; 10th Int. Conf. Prop. Steam, Moscow (1984).
- [5] Haar, L., Gallagher, J.S., Kell, S.G.: *NBS/NRC steam tables: Thermodynamic and Transport Properties and Computer Programs for Vapor and Liquid States of Water in SI Units*; Hemisphere Publ. Corp. (1984).

Temperature range: 20,0°C to 50,0°C

j	u_j
0	$-0,2313008369 \cdot 10^2$
1	$-0,3003372691$
2	$-0,7244565031 \cdot 10^{-2}$
3	$0,8522355922 \cdot 10^{-5}$
4	$-0,1035522272 \cdot 10^{-7}$

$R_{i,j}$				
i	$j = 0$	$j = 1$	$j = 2$	$j = 3$
0	$-0,4410355650 \cdot 10^{-4}$	$0,3052252898 \cdot 10^{-4}$	$0,9207848427 \cdot 10^{-6}$	$-0,2590431198 \cdot 10^{-7}$
1	$0,1011269892$	$0,1763956234 \cdot 10^{-4}$	$0,5750340044 \cdot 10^{-6}$	$-0,1923769978 \cdot 10^{-8}$
2	$-0,4832441163 \cdot 10^{-5}$	$0,1533281704 \cdot 10^{-7}$	$-0,3749721294 \cdot 10^{-9}$	$0,1322804180 \cdot 10^{-11}$
3	$0,6194433327 \cdot 10^{-9}$	$-0,3164540431 \cdot 10^{-11}$	$0,6311389123 \cdot 10^{-13}$	$0,2469249342 \cdot 10^{-15}$

As well as the formulae of Herbst and Rögener [1], the formulae of Borel and Lan [4] or of Haar, Gallagher and Kell [5] are suitable for the calculations by means of a computer.

These authors have also taken the experimental values from [2] and [3].

References:

- [1] Herbst, G., Rögener, H.: *Neue kanonische Zustandsgleichung des Wassers*. Fortschritt Berichte VDI-Z, Reihe 6, Nr. 50 (1977).
- [2] Kell, G.S., Whalley, E.: *Re-analysis of the Density of Liquid Water in the Range 0 to 150 °C and 0 to 1 kbar*. Paper presented at the 8th Int. Conf. Prop. Steam, Giens (1974).
- [3] Kell, G.S., McLaurin, G.E., Whalley, E.: *The PVT Properties of Liquid Water in the Range 150 to 350 °C*. Paper presented at the 8th Int. Conf. Prop. Steam, Giens (1974).
- [4] Borel, L., Nguyen Dinh Lan: *Equations of state and Joule – Thomson coefficient*. 10th Int. Conf. Prop. Steam, Moscow (1984).
- [5] Haar, L., Gallagher, J.S., Kell, S.G.: *NBS/NRC steam tables: Thermodynamic and Transport Properties and Computer Programs for Vapor and Liquid States of Water in SI Units*. Hemisphere Publ. Corp. (1984).

ANNEXE F

ÉTABLISSEMENT DE L'ÉQUATION DÉFINISSANT L'ÉNERGIE HYDRAULIQUE MASSIQUE DE LA MACHINE

F1. Equation théorique

Le bilan des énergies, à l'intérieur des limites d'une machine hydraulique, est donné par l'équation de Bernoulli sous la forme différentielle et complétée par un terme correspondant aux pertes d'énergie:

$$\frac{dp_{\text{abs}}}{\varrho} + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + g dz + de_L + de = 0$$

où

$\frac{dp_{\text{abs}}}{\varrho}$ est la variation d'énergie massique de pression

$d\left(\frac{v^2}{2}\right)$ est la variation d'énergie massique cinétique

$g dz$ est la variation d'énergie massique potentielle

de_L est l'énergie massique dissipée

de est l'énergie massique échangée entre l'eau et la roue ($de < 0$ pour une turbine, $de > 0$ pour une pompe)

Dans une machine idéale sans perte ($de_L = 0$), l'énergie hydraulique massique E de l'eau qui est disponible entre les sections de référence haute et basse pressions, 1 et 2, de la machine est obtenue par intégration entre ces deux sections:

$$E = \int_1^2 de = \int_2^1 \frac{dp_{\text{abs}}}{\varrho} + \int_2^1 d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \int_2^1 g dz \quad (1)$$

F2. Terme d'énergie massique de pression

On peut écrire:

$$\int_2^1 \frac{dp_{\text{abs}}}{\varrho} = \frac{p_{\text{abs}1} - p_{\text{abs}2}}{\varrho^*}$$

Compte tenu du domaine d'application de la présente norme, on peut définir ϱ^* par l'approximation suivante:

$$\varrho^* = \bar{\varrho} = \frac{1}{2}(\varrho_1 + \varrho_2)$$

L'erreur relative introduite par cette approximation reste inférieure à 2×10^{-4} .

F3. Terme d'énergie massique potentielle

La variation de l'accélération due à la pesanteur en fonction de l'altitude entre les sections 1 et 2 étant faible, on peut écrire:

$$\int_2^1 g dz = \bar{g}(z_1 - z_2)$$

avec:

$$\bar{g} = \frac{1}{2}(g_1 + g_2)$$

APPENDIX F

DERIVATION OF THE EQUATION FOR THE SPECIFIC HYDRAULIC ENERGY OF A MACHINE

F1. Theoretical equation

The energy balance within the inner boundaries of a hydraulic machine is given by the Bernoulli equation, in its differential form, supplemented by the energy loss term:

$$\frac{dp_{abs}}{\varrho} + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + g dz + de_L + de = 0$$

where

$\frac{dp_{abs}}{\varrho}$ is the change of specific pressure energy

$d\left(\frac{v^2}{2}\right)$ is the change of specific kinetic energy

$g dz$ is the change of specific potential energy

de_L is the specific dissipated energy

de is the specific energy exchanged between the water and the runner/impeller ($de < 0$ for a turbine, $de > 0$ for a pump)

In an ideal machine without losses ($de_L = 0$), the specific hydraulic energy E of the water which is available between the high and low pressure reference sections 1 and 2 of the machine is obtained by integration between these two sections:

$$E = \int_1^2 de = \int_2^1 \frac{dp_{abs}}{\varrho} + \int_2^1 d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \int_2^1 g dz \quad (1)$$

F2. Specific pressure energy term

One may write:

$$\int_2^1 \frac{dp_{abs}}{\varrho} = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\varrho^*}$$

Taking into account the field of application of this standard, one may define ϱ^* with the following approximation:

$$\varrho^* = \bar{\varrho} = \frac{1}{2}(\varrho_1 + \varrho_2)$$

The relative error introduced by this approximation remains less than 2×10^{-4} .

F3. Specific potential energy term

The change of acceleration due to gravity with elevation between the reference sections 1 and 2 being small, one may write:

$$\int_2^1 g dz = \bar{g}(z_1 - z_2)$$

with:

$$\bar{g} = \frac{1}{2}(g_1 + g_2)$$

F4. Equation pratique

Avec les simplifications ci-dessus, l'équation (1) définissant l'énergie hydraulique massique de la machine devient (voir 2.3.6.2):

$$E = \frac{1}{\rho}(p_{\text{abs1}} - p_{\text{abs2}}) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + \bar{g}(z_1 - z_2)$$

En pratique, on peut prendre pour $\bar{g}$ la valeur de g au niveau de référence de la machine. De plus, pour les machines de basse chute ($p_1 - p_2 < 4 \times 10^5$ Pa par exemple), on peut prendre pour $\bar{\rho}$ la valeur de ρ dans la section de référence basse pression.

F4. Practical equation

With these simplifications, equation (1) defining the specific hydraulic energy of the machine becomes (see 2.3.6.2):

$$E = \frac{1}{\varrho}(p_{\text{abs1}} - p_{\text{abs2}}) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + \bar{g}(z_1 - z_2)$$

In practice, the value of g at the reference level of the machine may be taken as $\bar{g}$. Furthermore, for the low head machines ($p_1 - p_2 < 4 \times 10^5$ Pa for instance), the value of ϱ at the low pressure reference section may be taken as $\bar{\varrho}$.

ANNEXE G

**MESURAGE DE LA PUISSANCE ÉLECTRIQUE —
DÉTERMINATION DE LA CORRECTION POUR UN SYSTÈME DE MESURE MONOPHASÉ**

La correction (en valeur relative) due au système de mesure est donnée par la formule suivante:

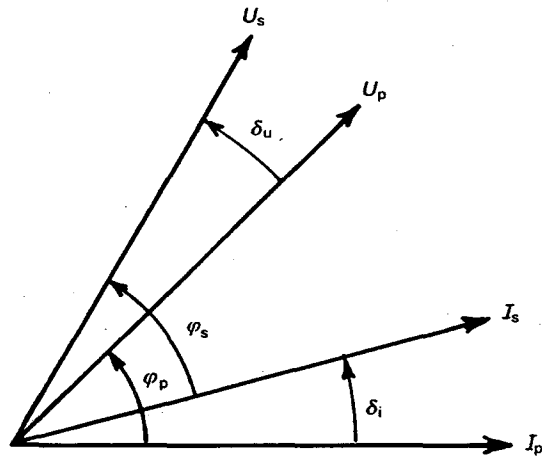
$$\varepsilon = \varepsilon_w + \varepsilon_u + \varepsilon_i + \frac{\cos \varphi_p - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s} \quad (1)$$

où:

- ε_w est la correction (en valeur relative) due au wattmètre ou au capteur
- ε_u est la correction (en valeur relative) sur le rapport de transformation de la tension, y compris la correction due aux câbles de liaison entre les bornes du transformateur et les appareils de mesure
- ε_i est la correction (en valeur relative) sur le rapport de transformation de l'intensité
- φ_p est la différence de phase entre les vecteurs côté primaire (rad)
- φ_s est la différence de phase entre les vecteurs côté secondaire (rad)

$$\frac{\cos \varphi_p - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s}$$

représente alors la correction (en valeur relative) due au déplacement de phase (voir figure G1). Dans la formule (1), on néglige le déplacement de phase δ_w dû au wattmètre (ou au capteur).



CEI 445/91

Figure G1 – Diagramme vectoriel pour un circuit de mesure monophasé

En posant:

$$\delta = \delta_i - \delta_u$$

on obtient:

$$\varphi_p = \varphi_s + \delta$$

et donc:

$$\frac{\cos \varphi_p - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s} = \frac{\cos \varphi_s \cdot \cos \delta - \sin \varphi_s \cdot \sin \delta - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s}$$

Du fait que δ est très petit, on peut admettre $\cos \delta = 1$ et $\sin \delta = \delta$.

APPENDIX G

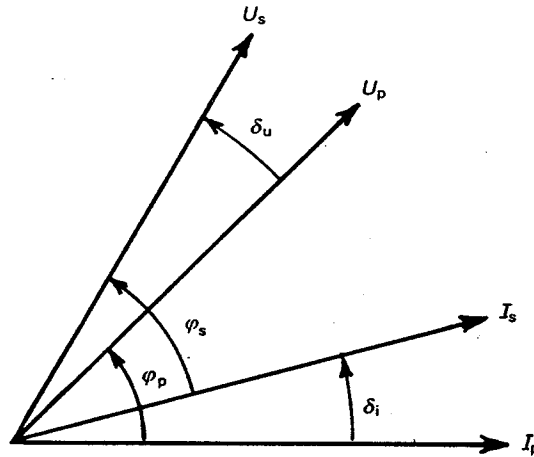
**MEASUREMENT OF ELECTRIC POWER —
DETERMINATION OF THE CORRECTION FOR A SINGLE-PHASE MEASURING SYSTEM**

The relative value of the correction for the measuring system is given by the following formula:

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \varepsilon_u + \varepsilon_i + \frac{\cos \varphi_p - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s} \quad (1)$$

where:

ε_w	is the relative value of the correction for the wattmeter or for the transducer
ε_u	is the relative value of the correction for the voltage transformer ratio including the correction due to the cables connecting the terminals to the measuring instruments
ε_i	is the relative value of the correction for the current transformer ratio
φ_p	is the phase difference between primary vectors (rad)
φ_s	is the phase difference between secondary vectors (rad)
$\frac{\cos \varphi_p - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s}$	is the relative value of the correction for the phase displacement (see figure G1) and having neglected the phase displacement δ_w of the wattmeter (or of the transducer).



IEC 445/91

Figure G1 – Vector diagram for a single-phase measuring system

With:

$$\delta = \delta_i - \delta_u$$

we have:

$$\varphi_p = \varphi_s + \delta$$

hence:

$$\frac{\cos \varphi_p - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s} = \frac{\cos \varphi_s \cdot \cos \delta - \sin \varphi_s \cdot \sin \delta - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s}$$

Considering δ very small, it is possible to assume $\cos \delta = 1$ and $\sin \delta = \delta$.

On a donc:

$$\frac{\cos \varphi_p - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s} = -\delta \tan \varphi_s$$

et la formule (1) s'écrit:

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \varepsilon_u + \varepsilon_i - \delta \tan \varphi_s$$

Note. — On peut négliger le déplacement de phase δ_w dû au wattmètre ou au capteur car il est très faible comparé aux autres grandeurs. De plus, les wattmètres ou les capteurs sont étalonnés en courant alternatif et pour différentes valeurs du facteur de puissance. Le déplacement de phase dû au wattmètre ou au capteur est alors inclus dans la correction ε_w indiquée pour l'appareil.

Therefore:

$$\frac{\cos \varphi_p - \cos \varphi_s}{\cos \varphi_s} = -\delta \tan \varphi_s$$

and the formula (1) becomes:

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \varepsilon_u + \varepsilon_i - \delta \tan \varphi_s$$

Note. — It is possible to neglect the wattmeter or transducer phase displacement δ_w because it is very small in comparison with other quantities. Furthermore, the wattmeters and the transducers are calibrated on a.c. and on different values of power factor. In this case the phase displacement correction of the wattmeter or of the transducer is included in the correction given for the instrument.

ANNEXE H

MÉTHODE THERMODYNAMIQUE
EXEMPLES DE BILAN DES PUISSANCES ET DE CALCUL DE L'ÉNERGIE MÉCANIQUE

H1. Prélèvement d'un débit q

Par exemple, fuite aux joints non ramenée dans l'écoulement principal

a) Cas d'une turbine (voir figure H1a)*

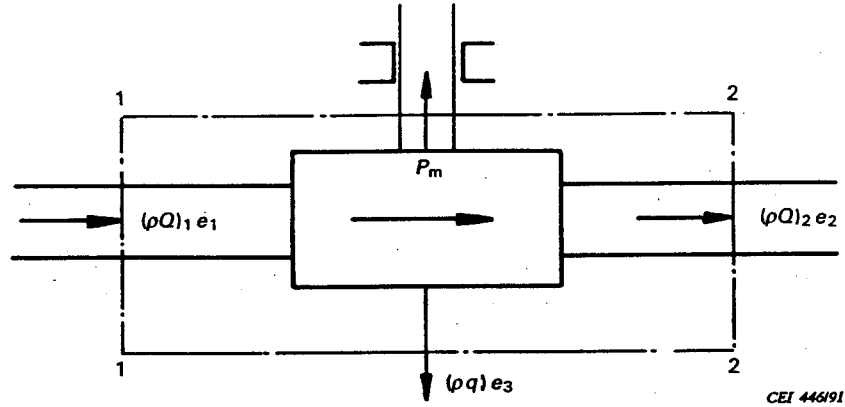


Figure H1a – Prélèvement d'un débit q dans le cas d'une turbine

$$(\rho Q)_1 \cdot e_1 - (\rho Q)_2 e_2 - (\rho q) \cdot e_3 = P_m$$

Du fait que $(\rho Q)_2 = (\rho Q)_1 - (\rho q)$, et en posant $(\rho q)/(\rho Q)_1 = \phi$, on obtient:

$$\begin{aligned} e_1 - \frac{(\rho Q)_2}{(\rho Q)_1} \cdot e_2 - \frac{(\rho q)}{(\rho Q)_1} \cdot e_3 &= E_m \\ e_1 - \frac{(\rho Q)_1 - (\rho q)}{(\rho Q)_1} \cdot e_2 - \frac{(\rho q)}{(\rho Q)_1} \cdot e_3 &= E_m \\ E_m &= (e_1 - e_2) - \phi \cdot (e_3 - e_2) \\ &= E_{m(1-2)} - \phi \cdot E_{m(3-2)} \end{aligned}$$

(Conformément aux définitions données en 2.3.6, on peut aussi définir $e_1 - e_2 = E_{m(1-2)}$ et $e_3 - e_2 = E_{m(3-2)}$.)

* Pour la définition de e , voir 2.3.6.1.

APPENDIX H

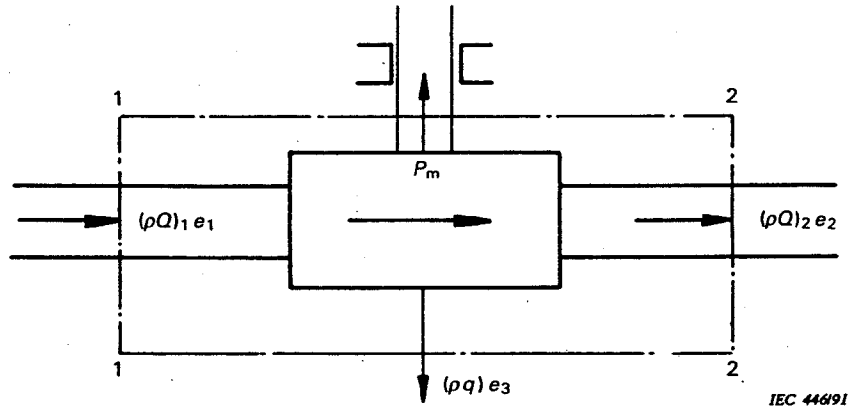
THERMODYNAMIC METHOD

EXAMPLES FOR A BALANCE OF POWER AND COMPUTATION OF THE SPECIFIC MECHANICAL ENERGY

H1. Extracting a discharge q

For example, leakage from the seals not led into the main discharge

a) Turbine (see Figure H1a)*

Figure H1a – Extracting a discharge q , turbine

$$(\rho Q)_1 \cdot e_1 - (\rho Q)_2 e_2 - (\rho q) \cdot e_3 = P_m$$

Since $(\rho Q)_2 = (\rho Q)_1 - (\rho q)$ and putting $(\rho q)/(\rho Q)_1 = \phi$, then

$$\begin{aligned} e_1 - \frac{(\rho Q)_2}{(\rho Q)_1} \cdot e_2 - \frac{(\rho q)}{(\rho Q)_1} \cdot e_3 &= E_m \\ e_1 - \frac{(\rho Q)_1 - (\rho q)}{(\rho Q)_1} \cdot e_2 - \frac{(\rho q)}{(\rho Q)_1} \cdot e_3 &= E_m \\ E_m &= (e_1 - e_2) - \phi \cdot (e_3 - e_2) \\ &= E_{m(1-2)} - \phi \cdot E_{m(3-2)} \end{aligned}$$

(Following the definitions of 2.3.6 one can also define $e_1 - e_2 = E_{m(1-2)}$ and $e_3 - e_2 = E_{m(3-2)}$.)

* For definition of e see 2.3.6.1.

b) Cas d'une pompe (voir figure H1b)

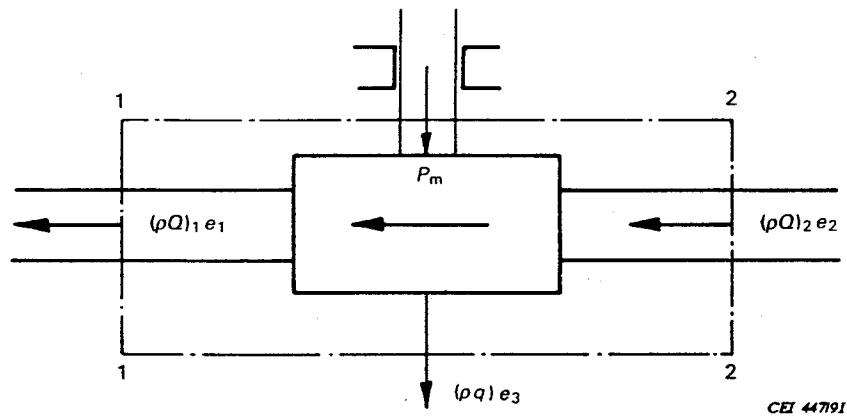


Figure H1b – Prélèvement d'un débit q dans le cas d'une pompe

$$(\rho Q)_1 \cdot e_1 - (\rho Q)_2 \cdot e_2 + (\rho q) \cdot e_3 = P_m$$

Du fait que $(\rho Q)_2 = (\rho Q)_1 + (\rho q)$, on obtient, de la même façon qu'en a):

$$\begin{aligned} E_m &= (e_1 - e_2) + \phi \cdot (e_3 - e_2) \\ &= E_{m(1-2)} + \phi \cdot E_{m(3-2)} \end{aligned}$$

H2. Apport d'un débit q

Par exemple, évacuation de l'eau de refroidissement des paliers dans l'écoulement principal, entre la machine et la section de mesure côté basse pression, le mélange étant supposé complètement effectué dans la section de mesure.

a) Cas d'une turbine (voir figure H2a)

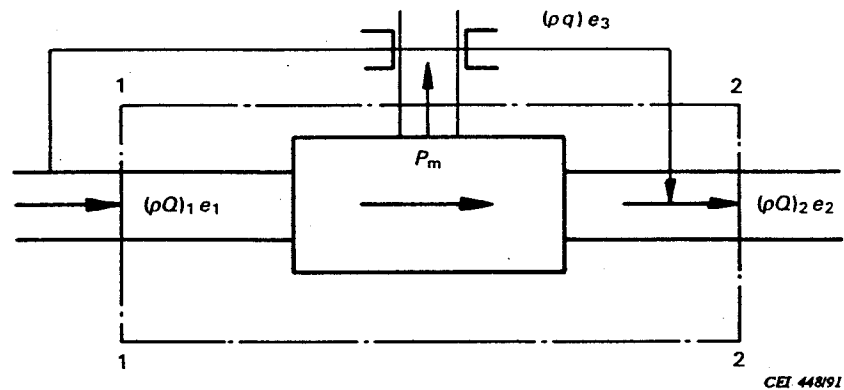


Figure H2a – Apport d'un débit q dans le cas d'une turbine

b) Pump (see Figure H1b)

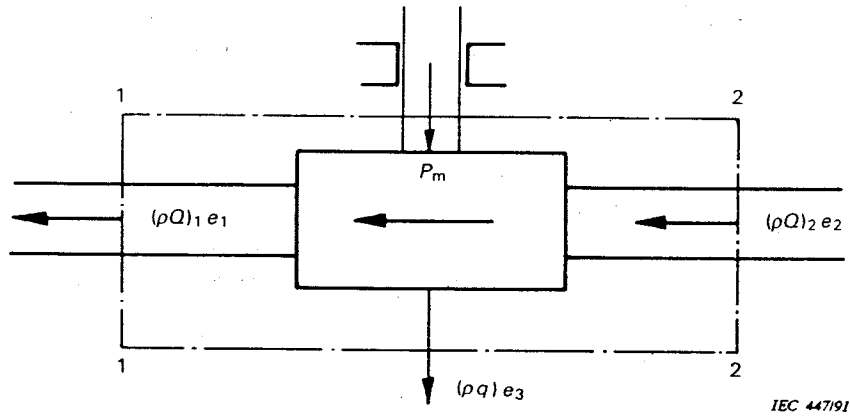


Figure H1b – Extracting a discharge q , pump

$$(\rho Q)_1 \cdot e_1 - (\rho Q)_2 \cdot e_2 + (\rho q) \cdot e_3 = P_m$$

Since $(\rho Q)_2 = (\rho Q)_1 + (\rho q)$, one obtains in the same way as under a):

$$\begin{aligned} E_m &= (e_1 - e_2) + \phi \cdot (e_3 - e_2) \\ &= E_{m(1-2)} + \phi \cdot E_{m(3-2)} \end{aligned}$$

H2. Adding a discharge q

For example, cooling water of the bearings evacuated into the main discharge between the machine and the low pressure measuring section, complete mixing in the measuring section is assumed.

a) Turbine (see Figure H2a)

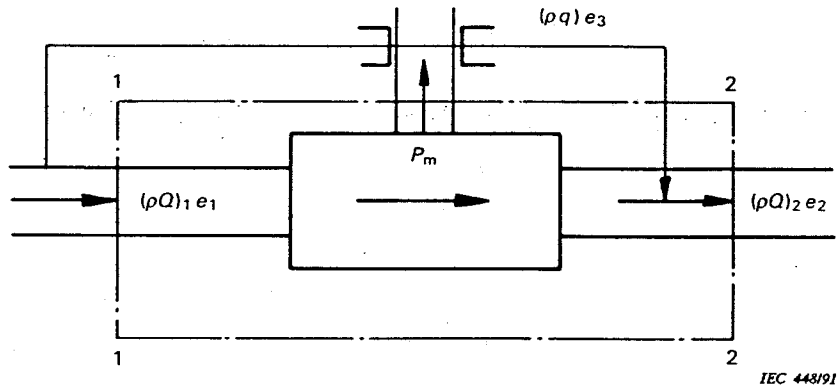


Figure H2a – Adding a discharge q , turbine

$$(\rho Q)_1 \cdot e_1 - (\rho Q)_2 \cdot e_2 + (\rho q) \cdot e_3 = P_m$$

Du fait que $(\rho Q)_2 = (\rho Q)_1 + (\rho q)$, et en posant $(\rho q)/(\rho Q)_1 = \phi$, on obtient ici:

$$E_m = (e_1 - e_2) + \phi \cdot (e_3 - e_2)$$

En écrivant:

$$\begin{aligned} \phi \cdot (e_3 - e_2) &= \phi \cdot (e_1 - e_2 - e_1 + e_3) \\ &= \phi \cdot (e_1 - e_2) + \phi \cdot (e_3 - e_1) \end{aligned}$$

et du fait que $\phi \cdot (e_3 - e_1) = P_{Lm}/(\rho Q)_1$ (voir 2.3.8.5), on obtient finalement:

$$\begin{aligned} E_m &= (1 + \phi)(e_1 - e_2) + \frac{P_{Lm}}{(\rho Q)_1} \\ &= (1 + \phi)E_{m(1-2)} + \frac{P_{Lm}}{(\rho Q)_1} \end{aligned}$$

b) Cas d'une pompe (voir figure H2b)

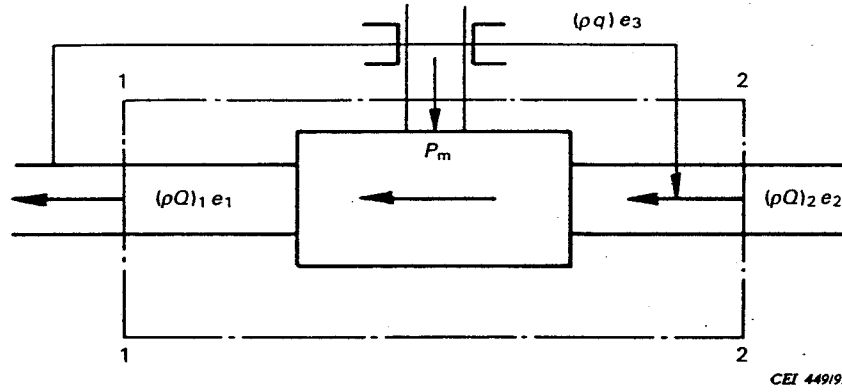


Figure H2b – Apport d'un débit q dans le cas d'une pompe

$$(\rho Q)_1 \cdot e_1 - (\rho Q)_2 \cdot e_2 - (\rho q)e_3 = P_m$$

Du fait que $(\rho Q)_2 = (\rho Q)_1 - (\rho q)$, on obtient, de la même façon qu'en a):

$$E_m = (e_1 - e_2) - \phi \cdot (e_3 - e_2)$$

En écrivant:

$$\phi \cdot (e_3 - e_2) = \phi \cdot (e_1 - e_2) + \phi(e_3 - e_1)$$

et en introduisant P_{Lm} , on obtient finalement:

$$\begin{aligned} E_m &= (1 - \phi)(e_1 - e_2) - \frac{P_{Lm}}{(\rho Q)_1} \\ &= (1 - \phi)E_{m(1-2)} - \frac{P_{Lm}}{(\rho Q)_1} \end{aligned}$$

$$(\varrho Q)_1 \cdot e_1 - (\varrho Q)_2 \cdot e_2 + (\varrho q) \cdot e_3 = P_m$$

Since $(\varrho Q)_2 = (\varrho Q)_1 + (\varrho q)$ and putting $(\varrho q)/(\varrho Q)_1 = \phi$, one obtains here:

$$E_m = (e_1 - e_2) + \phi \cdot (e_3 - e_2)$$

Or with the transformation:

$$\begin{aligned} \phi \cdot (e_3 - e_2) &= \phi \cdot (e_1 - e_2 - e_1 + e_3) \\ &= \phi \cdot (e_1 - e_2) + \phi \cdot (e_3 - e_1) \end{aligned}$$

and as $\phi \cdot (e_3 - e_1) = P_{Lm}/(\varrho Q)_1$ (see 2.3.8.5), one finally obtains:

$$\begin{aligned} E_m &= (1 + \phi)(e_1 - e_2) + \frac{P_{Lm}}{(\varrho Q)_1} \\ &= (1 + \phi)E_{m(1-2)} + \frac{P_{Lm}}{(\varrho Q)_1} \end{aligned}$$

b) Pump (see Figure H2b)

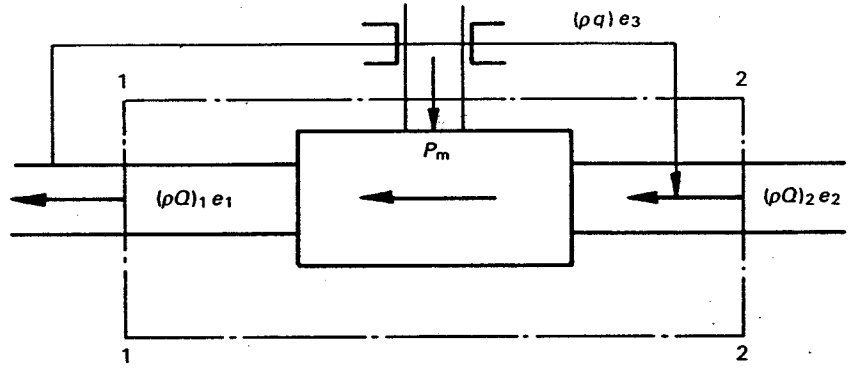


Figure H2b – Adding a discharge q , pump

$$(\varrho Q)_1 \cdot e_1 - (\varrho Q)_2 \cdot e_2 - (\varrho q)e_3 = P_m$$

Since $(\varrho Q)_2 = (\varrho Q)_1 - (\varrho q)$, one obtains in the same way as under a):

$$E_m = (e_1 - e_2) - \phi \cdot (e_3 - e_2)$$

or with the transformation:

$$\phi \cdot (e_3 - e_2) = \phi \cdot (e_1 - e_2) + \phi(e_3 - e_1)$$

and with the introduction of P_{Lm} , one finally obtains:

$$\begin{aligned} E_m &= (1 - \phi)(e_1 - e_2) - \frac{P_{Lm}}{(\varrho Q)_1} \\ &= (1 - \phi)E_{m(1-2)} - \frac{P_{Lm}}{(\varrho Q)_1} \end{aligned}$$

ANNEXE J

MÉTHODE ACOUSTIQUE DE MESURAGE DU DÉBIT

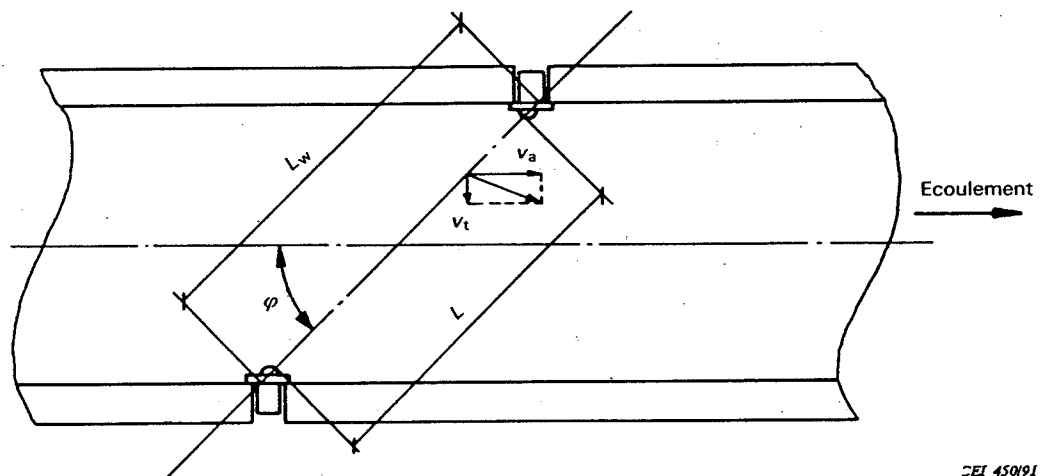
J1. Généralités

L'expérience disponible à propos des méthodes acoustiques de mesure du débit est limitée. Bien que ces méthodes ne soient pas encore reconnues en tant que méthodes primaires, leur emploi peut être accepté par accord mutuel ou en association avec une méthode bien établie de mesure du débit; dans ce cas, c'est cette dernière méthode qui prévaudra pour la comparaison aux garanties.

J2. Principe de mesure

La méthode acoustique de mesure du débit est basée sur le fait que la vitesse de propagation d'un signal acoustique (généralement ultrasonique) et la vitesse de l'écoulement peuvent s'additionner vectoriellement. Il s'ensuit qu'un signal acoustique envoyé vers l'amont se déplace à une vitesse absolue plus faible qu'un signal envoyé vers l'aval (voir figure J1). En mesurant les temps de parcours d'un faisceau acoustique selon les deux directions, on obtient la vitesse axiale moyenne du fluide le long du trajet acoustique. L'expérience a montré que de telles mesures doivent être répétées afin d'effectuer une moyenne et de minimiser l'erreur aléatoire.

Un appareillage de mesure acoustique du débit comporte des sondes installées dans le tronçon de mesure; un ensemble électronique est nécessaire pour commander les sondes, effectuer les mesures, traiter les données obtenues et afficher ou enregistrer les résultats. L'ensemble comporte également un programme de vérification pour s'assurer que l'appareillage et le programme de traitement fonctionnent correctement.



CEI 450/91

Figure J1 – Méthode acoustique – Schéma de principe

Il existe plusieurs méthodes de mesure acoustique du débit, mais elles n'ont pas toutes fait la preuve qu'elles permettaient d'atteindre la précision requise pour un essai de performance sur le site. Les appareils basés sur la mesure de la réfraction d'un faisceau acoustique par la vitesse de l'écoulement et ceux qui mesurent le glissement de fréquence (effet Doppler) dans un faisceau acoustique réfléchi par le fluide en mouvement ou par des particules qu'il véhicule ne sont donc pas pris en considération dans la présente norme. Les seules méthodes acceptables sont basées sur la mesure du temps de parcours d'une impulsion acoustique le long de cordes.

Afin de réduire l'incertitude systématique due aux effets des composantes transversales de l'écoulement, on doit utiliser deux plans de mesure A et B, tels qu'indiqués sur la figure J2.

APPENDIX J

ACOUSTIC METHOD OF DISCHARGE MEASUREMENT

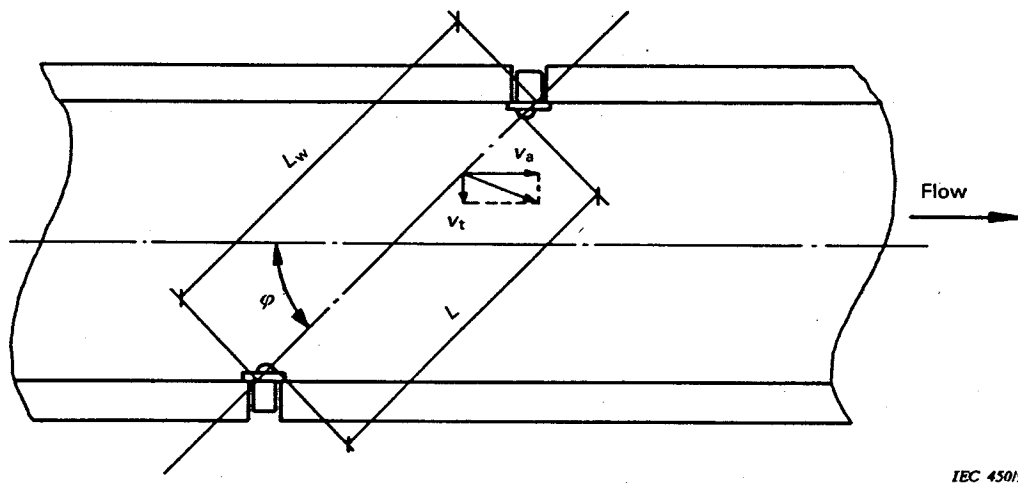
J1. General

Experience with the acoustic methods of discharge measurement is limited. While the methods have yet to be accepted as primary methods, their application is permissible by mutual agreement or in conjunction with an established method of discharge measurement, in which case the latter method will prevail in the comparison with the guarantees.

J2. Principle of measurement

The acoustic method of discharge measurement is based on the fact that the propagation velocity of an acoustic (generally ultrasonic) wave and the flow velocity are summed vectorially. It follows that an acoustic pulse sent upstream travels at a lower absolute speed than an acoustic pulse sent downstream (see Figure J1). By measuring the times of the traverse of pulses sent in the two directions, the average axial velocity of the fluid crossing the path of the pulse is determined. Experience has shown that such time measurements must be done repeatedly to establish an average and to minimize the random error.

An acoustic discharge measurement system includes transducers installed in the measurement section; an electronic equipment is required to operate the transducers, make the measurements, process the measured data, and display or record the results. It also includes a verification program to ensure that the equipment and program are functioning properly.



IEC 450/91

Figure J1 – Acoustic method – Schematic representation to illustrate principle

Several methods of acoustic discharge measurement exist, but not all have demonstrated that they are capable of achieving the accuracy required for field performance tests. Currently not included are devices based on the measurement of the refraction of an acoustic beam by fluid velocity and devices which measure the Doppler frequency shift of an acoustic wave reflected by the flowing fluid or by moving particles. The only acceptable methods are based on the measurement of the transit time of an acoustic pulse along chordal paths.

In order to reduce the systematic uncertainty due to effects of transverse flow components, the use of two acoustic planes A and B as shown in Figure J2 is required.

Dans les sections circulaires, si la répartition des vitesses était pleinement axi-symétrique, on pourrait admettre que la vitesse moyenne mesurée le long d'un trajet unique situé dans un plan axial est proportionnelle à la vitesse débitante dans la conduite. En pratique, on doit tenir compte de la répartition réelle des vitesses en installant plusieurs paires de sondes aux extrémités d'un certain nombre de trajets situés dans des plans de mesure faisant un angle φ avec l'axe de la conduite et disposés symétriquement par rapport à cet axe (voir figure J2).

Dans une section rectangulaire, la mesure de la vitesse moyenne $\bar{v}$ effectuée simultanément ou successivement le long d'un nombre bien choisi de trajets parallèles permet d'obtenir le débit par une intégration linéaire sur l'ensemble de la section. Dans une section circulaire, l'intégration est faite par des méthodes d'analyse numérique; des méthodes analogues peuvent aussi être utilisées en section rectangulaire.

Une incertitude systématique dépendant du nombre de Reynolds, de la taille de la conduite et de la forme et de la taille des sondes (qui peuvent dépasser dans la conduite ou être en retrait) est introduite par la distorsion locale du profil des vitesses le long du trajet acoustique, due à la présence des sondes. Cette incertitude systématique doit être prise en compte dans l'analyse des erreurs, comme exposé en J7.

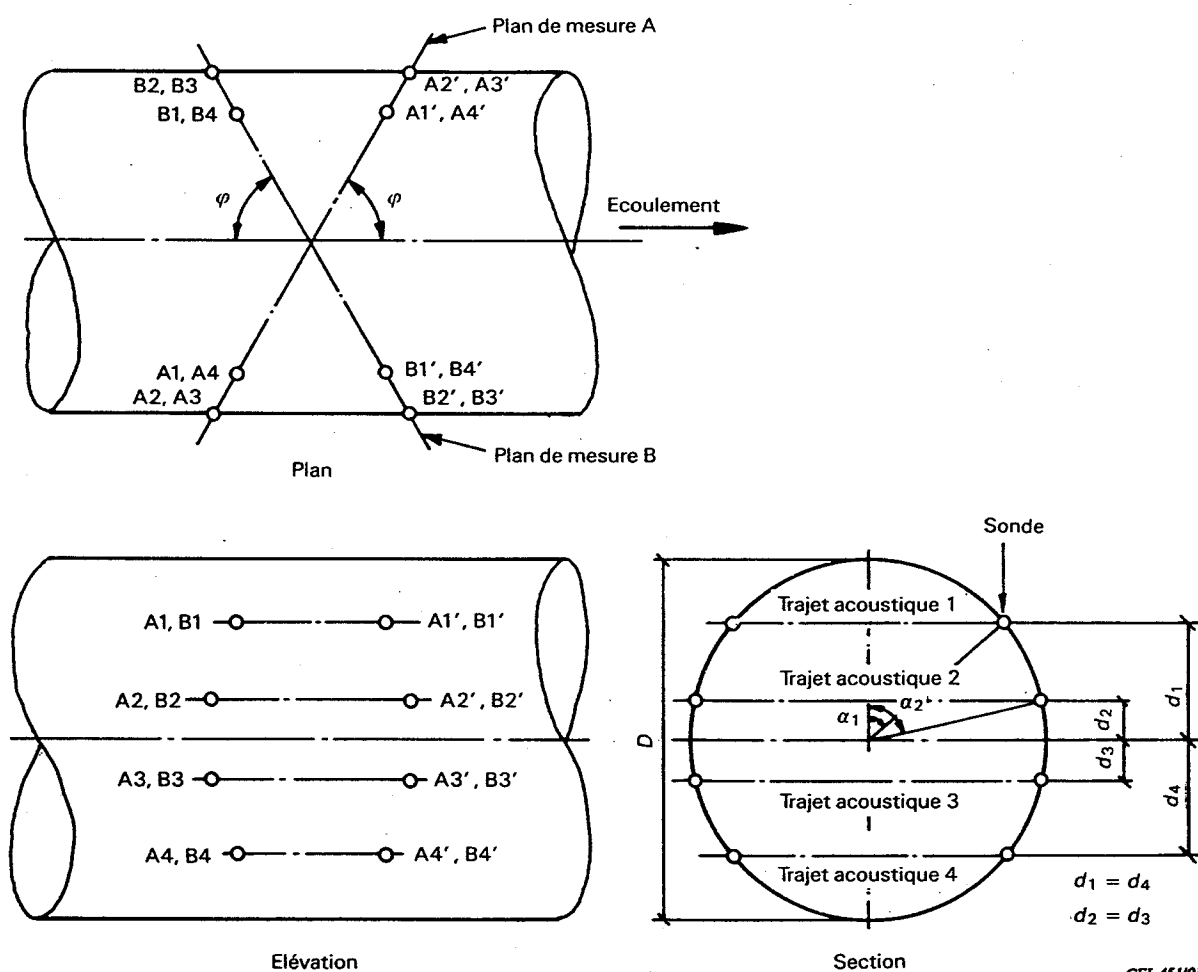


Figure J2 – Méthode acoustique – Exemple de disposition des sondes dans une conduite circulaire

In circular cross-sections, if the velocity distribution were fully axi-symmetric, the average velocity measured along a single path located in an axial plane could be assumed proportional to the mean flow velocity in the conduit. In practice, it is necessary to take into account the actual velocity distribution by installing several pairs of transducers at opposite ends of a number of paths located in the measurement planes at angle φ to the longitudinal axis of the conduit and distributed symmetrically about this axis (see Figure J2).

In a rectangular cross-section, the measurement of the average velocity $\bar{v}$, conducted simultaneously or consecutively for a well chosen number of parallel paths, will permit a linear integration of the discharge over the whole section. In circular sections, the integration is done using numerical analysis methods; similar methods may also be used in rectangular sections.

A systematic uncertainty, depending upon Reynolds number, conduit size and the shape and size of the transducer mount (projecting or recessed) is introduced by the local distortion of the velocity profile along the acoustic path compared to that which would exist if the transducer mount were not present. The systematic uncertainty shall be included in the error analysis as discussed in J7.

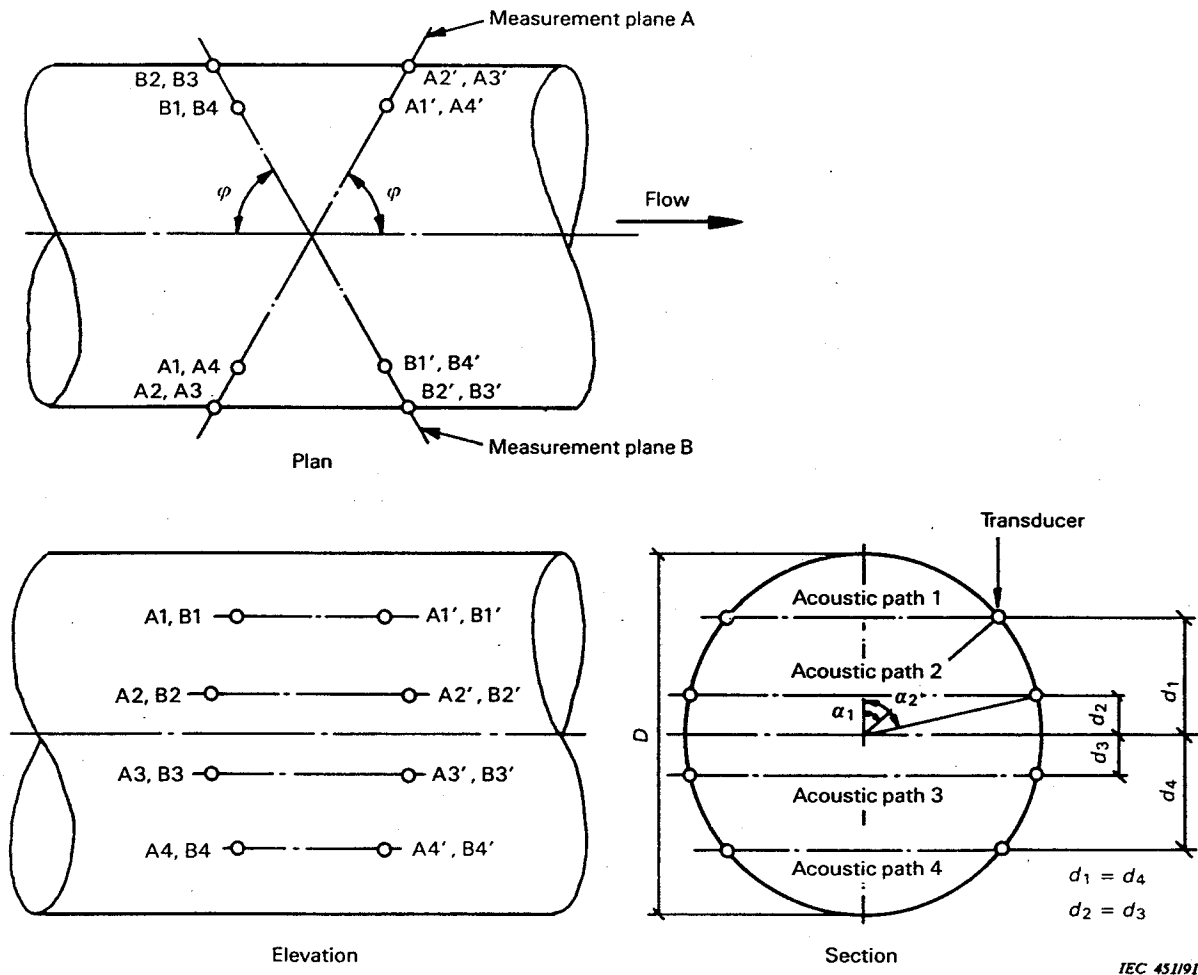


Figure J2 – Acoustic method – Typical arrangement of transducers in a circular conduit

J3. Méthodes de détermination du temps de parcours

Il existe deux méthodes principales de détermination du temps de parcours, avec quelques variantes. La première consiste à mesurer directement la durée du parcours dans chaque direction entre les deux sondes. Dans une variante de cette méthode, on mesure en outre l'intervalle séparant la réception des signaux émis simultanément vers l'amont et vers l'aval.

Dans la seconde méthode, dite "à fréquence de répétition", la fréquence d'émission des signaux est commandée par la durée de parcours elle-même, l'arrivée de chaque signal au récepteur déclenchant l'émission d'un nouveau signal dans la même direction depuis la sonde opposée, et on mesure la différence des fréquences d'émission des deux séries de signaux.

Les deux méthodes ont leurs avantages et leurs inconvénients; le choix dépend des dimensions de la conduite, de la grandeur de la vitesse à mesurer, de la précision et du coût de l'appareillage chronométrique disponible sur le marché.

Il est nécessaire de déterminer et de prendre en compte les retards dus aux circuits électroniques et aux câbles ainsi que le temps mis par les signaux acoustiques pour franchir les parties du trajet qui ne sont pas dans l'eau, par exemple les matériaux acoustiquement transparents qui constituent les faces des porte-sondes.

Si les prescriptions ci-dessus sont satisfaites, et si le temps de parcours d'une impulsion acoustique le long d'un trajet donné est mesuré dans les deux directions amont et aval, le résultat final sera pratiquement indépendant de la composition du fluide, de sa pression et de sa température.

J4. Mesurage et calcul du débit

Pour mesurer la vitesse le long d'un trajet donné, l'émetteur et le récepteur sont disposés de telle sorte que les signaux soient transmis vers l'amont et vers l'aval sous un angle φ par rapport à l'axe de la conduite (voir figure J1). Des angles de 45° à 75° se sont révélés satisfaisants pour les méthodes acoustiques de mesurage du débit.

- J4.1 Si l'écoulement dans la conduite ne présente pas de composantes transversales et si les retards mentionnés en J3 sont pris en compte, le temps de parcours d'une impulsion acoustique est donné par:

$$t = \frac{L}{c + \epsilon \bar{v}_a \cos \varphi}$$

où:

- L est la distance dans le fluide entre les faces des sondes*
- c est la célérité du son dans le fluide dans les conditions d'essais
- φ est l'angle de l'axe de la conduite avec le trajet acoustique
- $\bar{v}_a$ est la composante axiale de la vitesse de l'écoulement moyennée sur la distance L
- $\epsilon = +1$ pour des signaux se dirigeant vers l'aval
- $\epsilon = -1$ pour des signaux se dirigeant vers l'amont

* La distance L dépend de la conception des sondes appliquées.

J3. Methods of timing

There are two main methods of transit time measurements, with some variations. The first consists in measuring directly the transit time in each direction between the two transducers. A variant of this method measures additionally the time difference in reception of signals transmitted simultaneously upstream and downstream.

In the second, the so-called “sing-around method”, the frequency with which signals are transmitted is determined by the transit time, since each signal arriving at the receiver triggers off a new pulse at the opposite transmitter in the same direction, and the difference in frequency of both series of pulses is measured.

Both methods have their advantages and disadvantages and their choice depends on the size of the conduit, the magnitude of the velocity to be measured and the precision and cost of the timing device available on the market.

The time delays in the electronic circuitry and cables and the times for the acoustic pulse to traverse any non-water parts of the acoustic path, such as the acoustically transparent material in the face of the transducer holder, shall be determined and taken into account.

If the above conditions are fulfilled, and by measuring the travel time of an acoustic pulse along a given path in both the upstream and downstream directions, the final results will be virtually independent of the fluid's composition, pressure and temperature.

J4. Discharge measurement and calculation

To make a velocity measurement along a given path, the transmitter and receiver are arranged in such a way that signals are transmitted upstream and downstream at an angle φ relative to the axis of the conduit (see Figure J1). Angles from 45° to 75° have shown to be satisfactory for the acoustic discharge measurement methods.

J4.1 If there are no transverse flow components in the conduit and if the time delays referred to in J3 are taken into account, the transit time of an acoustic pulse is given by:

$$t = \frac{L}{c + \varepsilon \bar{v}_a \cos \varphi}$$

where:

- L is the distance in the fluid between the transducer faces*
- c is the sonic speed in the fluid at the operating conditions
- φ is the angle between the axis of the conduit and the acoustic path
- $\bar{v}_a$ is the axial flow velocity averaged over distance L
- $\varepsilon = +1$ for signals travelling downstream
- $\varepsilon = -1$ for signals travelling upstream

* The distance L depends on the particular design of the transducers applied.

Du fait que les sondes sont généralement utilisées aussi bien comme émetteur que comme récepteur, la différence de durée de parcours peut être déterminée avec la même paire de sondes. La vitesse axiale moyenne le long d'un trajet est alors donnée par:

$$\bar{v}_a = \frac{L}{2 \cos \varphi} \left(\frac{1}{t_d} - \frac{1}{t_u} \right) = \frac{L}{2 \cos \varphi} (f_d - f_u)$$

où:

t_d et t_u ou f_d et f_u sont respectivement les temps de parcours ou les fréquences des signaux acoustiques émis vers l'aval et vers l'amont

J4.2 Si l'écoulement présente des composantes transversales:

$$t = \frac{L}{c + \varepsilon(\bar{v}_a \cos \varphi + Y \bar{v}_t \sin \varphi)}$$

où:

$\bar{v}_t$ est la composante transversale de la vitesse de l'écoulement (dont la composante parallèle au trajet acoustique est $\bar{v}_t \sin \varphi$), moyennée sur la distance L

Y est un facteur égal à +1 ou -1 selon le sens de la composante de la vitesse d'écoulement parallèle au trajet acoustique et selon l'orientation de celui-ci (c'est-à-dire selon que le trajet est dans le plan A ou le plan B de la figure J2). Pour une composante transversale donnée de la vitesse: $Y = \pm 1$ pour un trajet acoustique dans le plan A et $Y = \mp 1$ pour un trajet acoustique dans le plan B.

La vitesse axiale moyenne le long d'un trajet est donc:

$$\bar{v}_a = -Y \bar{v}_t \tan \varphi + \frac{L}{2 \cos \varphi} \left(\frac{1}{t_d} - \frac{1}{t_u} \right)$$

Lorsqu'on utilise deux plans de mesure, comme indiqué sur la figure J2, disposés symétriquement par rapport à l'axe de la conduite, et que l'on fait la moyenne des vitesses mesurées dans ces plans, les termes $(-Y \bar{v}_t \tan \varphi)$ s'annulent et l'erreur sur la mesure du temps de parcours due aux composantes transversales de l'écoulement est donc éliminée.

Si la répartition des vitesses remplit certaines conditions mathématiques, telles que la continuité et la dérivabilité, le débit Q peut être obtenu par l'équation générale:

$$Q = k \frac{D}{2} \sum_{i=1}^n W_i \bar{v}_{ai} L_{wi} \sin \varphi$$

avec $L_{wi} \sin \varphi = D \sin \alpha_i$ en conduite circulaire et $L_{wi} \sin \varphi = B$ en conduite rectangulaire

où:

L_{wi} est la distance d'une paroi de la conduite à l'autre le long du trajet acoustique i
 D est la dimension de la conduite parallèle à l'intersection des deux plans de mesure (voir figure J2)
 B est la dimension de la conduite perpendiculaire à D , dans le cas d'une section rectangulaire
 W_i sont des coefficients de pondération dépendant du nombre de trajets et de la méthode d'intégration utilisée
 $\bar{v}_{ai}$ est la composante axiale de la vitesse, moyennée le long du trajet i et calculée d'après les temps de parcours mesurés
 n est le nombre de trajets acoustiques dans un même plan
 k est un coefficient de correction qui tient compte de l'erreur due à la méthode d'intégration choisie et à la forme de la conduite
 α_i définit la position angulaire par rapport à D de l'extrémité du trajet i (voir figure J2)

Since the transducers are generally used both as transmitters and receivers, the difference in travel time may be determined with the same pair of transducers. Thus, the mean axial velocity crossing the path is given by:

$$\bar{v}_a = \frac{L}{2 \cos \varphi} \left(\frac{1}{t_d} - \frac{1}{t_u} \right) = \frac{L}{2 \cos \varphi} (f_d - f_u)$$

where:

t_d and t_u , or f_d and f_u are the transit times or frequencies of an acoustic pulse travelling downstream and upstream respectively

J4.2 If there are transverse flow components, then:

$$t = \frac{L}{c + \varepsilon(\bar{v}_a \cos \varphi + Y \bar{v}_t \sin \varphi)}$$

where:

$\bar{v}_t$ is the transverse component of the flow velocity (having a component $\bar{v}_t \sin \varphi$ parallel to the acoustic path) averaged over the distance L

Y is a factor equal to +1 or -1 depending upon the direction of the transverse component of the flow parallel to the acoustic path and depending upon the orientation of the acoustic path (i.e. path in plane A or B in Figure J2). For a given transverse flow component: $Y = \pm 1$ for an acoustic path in plane A and $Y = \mp 1$ for an acoustic path in plane B.

The average axial velocity crossing a path may be taken as:

$$\bar{v}_a = -Y \bar{v}_t \tan \varphi + \frac{L}{2 \cos \varphi} \left(\frac{1}{t_d} - \frac{1}{t_u} \right)$$

When two acoustic planes are used as shown in Figure J2., symmetrically disposed relative to the conduit centreline, and their velocities averaged, then the error due to the measurement of transit times caused by the transverse flow component is eliminated as the terms $(-Y \bar{v}_t \tan \varphi)$ cancel.

If certain mathematical conditions such as continuity and differentiability are met by the velocity distribution, the discharge Q can be obtained from the general equation:

$$Q = k \frac{D}{2} \sum_{i=1}^n W_i \bar{v}_{ai} L_{wi} \sin \varphi$$

with $L_{wi} \sin \varphi = D \sin \alpha_i$ for circular sections and $L_{wi} \sin \varphi = B$ for rectangular sections

where:

L_{wi} is the distance from conduit wall to conduit wall along the acoustic path i

D is the dimension of the conduit parallel to the intersection of the two acoustic planes, as shown in Figure J2

B is the dimension of the conduit perpendicular to D in the case of rectangular sections

W_i are weighting coefficients depending on the number of paths and the integration technique used

$\bar{v}_{ai}$ is the axial flow velocity averaged along the path i as calculated from measured transit times

n is the number of acoustic paths in one plane

k is a correction coefficient which accounts for the error introduced by the integration technique chosen and the shape of the conduit

α_i defines angular location of the end of path i relative to D (see Figure J2)

La difficulté propre à certaines méthodes d'intégration d'intégrer dans des sections de différentes configurations nécessite d'introduire un facteur de forme k . On démontre que lorsqu'on utilise, par exemple, la méthode de Gauss-Legendre en section circulaire, la valeur du facteur de forme k est 0,994 et qu'elle est égale à 1,000 en section rectangulaire. Par contre, lorsqu'on utilise la méthode de Gauss-Jacobi en section circulaire, un facteur de forme n 'est pas nécessaire, c'est-à-dire que $k = 1,000$ alors que $k = 1,034$ en section rectangulaire.

Les méthodes d'intégration de Gauss-Legendre et de Gauss-Jacobi satisfont aux prescriptions de cette norme. Au moins quatre trajets acoustiques doivent être utilisés pour déterminer correctement le débit. Pour une disposition à quatre trajets, leurs emplacements, les coefficients de pondération correspondants et les coefficients de correction sont donnés pour ces deux méthodes dans le tableau suivant:

TABLEAU J1

		Méthode de Gauss-Legendre		Méthode de Gauss-Jacobi	
		Trajets 1 et 4	Trajets 2 et 3	Trajets 1 et 4	Trajets 2 et 3
$\frac{d}{D/2}$		$\pm 0,861136$	$\pm 0,339981$	$\pm 0,809017$	$\pm 0,309017$
W		0,347855	0,652145	0,369317	0,597667
k	Section circulaire	0,994		1,000	
	Section rectangulaire	1,000		1,034	

où:

d est la distance de l'axe de la conduite au trajet acoustique (voir figure J2)

Lorsqu'on utilise une de ces méthodes dans une section rigoureusement circulaire et que les trajets sont implantés exactement à l'emplacement spécifié, la formule générale est souvent employée sous sa forme simplifiée:

$$Q = \frac{D^2}{2} \sum_{i=1}^n W'_i \bar{v}_{ai}$$

car dans ce cas $L_{wi} \sin \varphi$, pour chaque trajet, est indépendant de φ :

$$W'_i = W_i \frac{L_{wi} \sin \varphi}{D} = W_i \sin \alpha_i$$

et donc

TABLEAU J2

	Méthode de Gauss-Legendre	Méthode de Gauss-Jacobi
$W'_1 = W'_4$	0,176841	0,217079
$W'_2 = W'_3$	0,613298	0,568320

The inherent difficulty of some integration techniques to integrate over sections of different configurations requires a shape factor k to be used. One can demonstrate that, when applying for instance the Gauss-Legendre method to a circular section, the value of the correction coefficient k is 0,994 and when it is applied to a rectangular section, the value of k is 1,000. Conversely, when applying the Gauss-Jacobi method to a circular section, no correction coefficient is required, i.e. $k = 1,000$, and when it is applied to a rectangular section, the value of k is 1,034.

The Gauss-Legendre and the Gauss-Jacobi quadrature integration methods meet the requirements of this standard. At least four paths shall be used for a proper determination of the discharge. For a four-path arrangement, the location of the paths, the weighting coefficients and the correction coefficients for the Gauss-Legendre and Gauss-Jacobi quadrature integration methods are as follows:

TABLE J1

		Gauss-Legendre method		Gauss-Jacobi method	
		Paths 1 and 4	Paths 2 and 3	Paths 1 and 4	Paths 2 and 3
$\frac{d}{D/2}$		$\pm 0,861136$	$\pm 0,339981$	$\pm 0,809017$	$\pm 0,309017$
W		0,347855	0,652145	0,369317	0,597667
k	Circular section	0,994		1,000	
	Rectangular section	1,000		1,034	

where:

d is the distance from the centreline of the conduit to the acoustic path (see Figure J2)

When one of these methods is applied to a truly circular section, with the paths located exactly at the specified distance from the centre, the general formula is often used in the simpler form:

$$Q = \frac{D^2}{2} \sum_{i=1}^n W'_i \bar{v}_{ai}$$

since in this case $L_{wi} \sin \varphi$ for each given path is independent of φ :

$$W'_i = W_i \frac{L_{wi} \sin \varphi}{D} = W_i \sin \alpha_i$$

and

TABLE J2

	Gauss-Legendre method	Gauss-Jacobi method
$W'_1 = W'_4$	0,176841	0,217079
$W'_2 = W'_3$	0,613298	0,568320

J5. Choix de la section de mesure et conditions d'installation

L'implantation des sondes et le mesurage des dimensions réelles doivent être faits par des méthodes précises. On peut employer des méthodes topographiques pour les grandes conduites et des procédés d'atelier de précision pour les conduites plus petites. Dans tous les cas, les incertitudes sur les mesures des dimensions doivent être prises en compte dans l'analyse des erreurs (voir Article J7).

Il faut faire particulièrement attention dans le cas des grandes conduites dont la forme peut ne pas être parfaitement symétrique. Une valeur représentative de la dimension D doit être déterminée dans le tronçon de mesure, perpendiculairement aux trajets acoustiques. Pour cela, il faut mesurer au moins cinq valeurs de D régulièrement espacées, une des mesures étant relevée au centre du tronçon et une à chaque extrémité (voir figure J3). La moyenne de ces mesures sera prise comme valeur représentative de la dimension de la conduite dans le tronçon de mesurage.

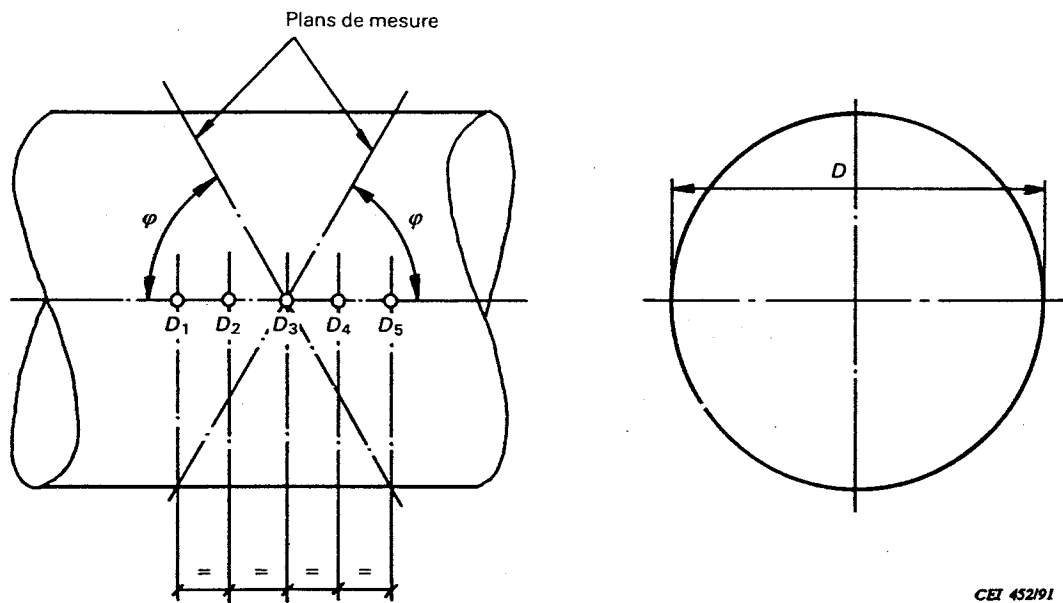


Figure J3 – Emplacements pour le mesurage de D

D'autres mesures doivent être relevées en nombre suffisant pour définir la forme de la conduite afin de déterminer son influence sur le facteur correctif k utilisé dans la méthode numérique d'intégration.

Les valeurs réelles de la dimension D (et éventuellement B) de la conduite, des longueurs des trajets acoustiques entre les faces des sondes, des distances entre parois de la conduite le long des trajets acoustiques, des emplacements de ceux-ci et de leur angle par rapport à l'axe de la conduite doivent être mesurées avec exactitude pour être introduites dans le calcul du débit.

Les écarts de localisation des sondes doivent être pris en compte dans l'analyse des erreurs ou en corrigeant le débit calculé.

Si la distorsion de l'écoulement est causée par un coude, l'intersection des deux plans de mesure doit être dans le plan du coude pour minimiser les effets des écoulements transversaux sur l'exactitude de la mesure. On doit mesurer individuellement la vitesse moyenne $\bar{v}$ le long de chaque trajet pour obtenir une estimation de la distorsion du profil des vitesses et de l'importance des composantes transversales de l'écoulement.

J5. Selection of measuring section and conditions of installation

The layout of transducer locations and measurement of as-built dimensions must be done using accurate methods. For large conduits surveying techniques and for smaller conduits careful shop measurements can be used. In either case the uncertainties of the as-built measurements must be accounted for in the error analysis (see Clause J7).

Special care shall be taken for large conduits which may not have perfectly symmetrical shapes. A representative dimension D shall be determined in the measuring section and perpendicular to the direction of the acoustic paths. At least five equally spaced measurements of D shall be taken (see Figure J3) including one at the centre of the measuring section and one at each end. These measurements shall be averaged to be representative of the conduit dimension, in the measuring section.

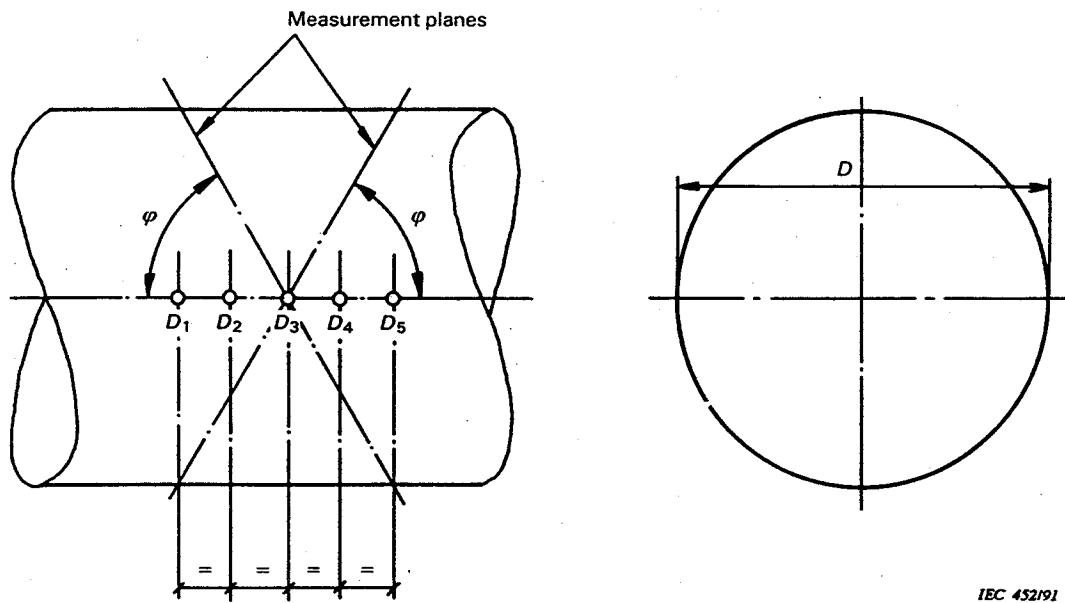


Figure J3 – Locations for measurements of D

A sufficient number of other measurements shall be taken to determine the shape of the conduit for purposes of determining the effect of the conduit shape on the numerical integration correction coefficient k .

Accurate measurements of as-built dimensions of D (and possibly B) of the conduit, acoustic path lengths between transducer faces, path lengths between the walls of the conduit along the acoustic paths and the location of the acoustic paths and their angles relative to the centre of the conduit are to be used in the calculation of the discharge.

Misplacements of transducer locations must be accounted for in the error analysis or by correction to the calculated discharge.

As distortion of the velocity profile may be caused by a bend, the intersection of the two acoustic planes should be in the plane of the bend to minimize the effects of the transverse flow components on the accuracy of the measurement. Individual measurements of velocity $\bar{v}$ shall be made for each path in order to obtain an indication of any distortion in the velocity profile and the extent of any transverse flow components.

Bien que l'utilisation de deux plans avec quatre trajets chacun permette de compenser en grande partie l'influence de la composante transversale de vitesse, il conviendra de choisir la section de mesurage aussi loin que possible de toutes perturbations amont, telles qu'un coude, qui créent une dissymétrie de la répartition des vitesses, des tourbillons ou de la turbulence macroscopique. Des composantes transversales de l'écoulement ou une distorsion du profil des vitesses peuvent également être dues à d'autres facteurs, tels que les conditions d'alimentation à l'entrée de la conduite, la forme des ouvrages d'entrée, le nombre de coudes à l'amont du tronçon de mesurage, des variations de diamètre de la conduite amont et la proximité de coudes ou de variations de diamètre dans la conduite aval.

Il est recommandé de conserver un alignement droit en amont entre la section de mesurage et toute singularité importante, d'au moins dix fois le diamètre de la conduite; de la même façon, il est nécessaire de disposer d'un alignement droit d'au moins trois fois le diamètre de la conduite entre la section de mesurage et toute singularité importante située en aval. L'expérience a montré que des résultats satisfaisants pouvaient être obtenus avec un seul plan de mesure à quatre trajets si celui-ci est précédé d'une longueur droite d'au moins vingt fois le diamètre de la conduite, assurant une répartition des vitesses régulière dans le tronçon de mesure.

Les prescriptions de cette norme interdisent de mesurer un débit en n'utilisant qu'un seul trajet acoustique dans un ou même deux plans de mesure.

La conception et la réalisation de l'appareillage de mesure doivent permettre de démontrer qu'il fonctionne correctement. Cela implique de pouvoir effectuer certains contrôles tels que:

- visualisation sur un oscilloscope des impulsions acoustiques et de leur détection;
- contrôle électronique interne du programme de traitement et des constantes introduites;
- comparaison des valeurs de la vitesse du son calculées à partir des temps de parcours mesurés et des longueurs des trajets, avec les valeurs publiées corrigées en fonction de la température de l'eau;
- mesure individuelle des vitesses moyennes le long de chaque trajet.

Il peut être souhaitable de mesurer indépendamment les temps de parcours des impulsions acoustiques et de les comparer avec les résultats délivrés par le système de mesure.

16. Conditions et limites d'emploi

La vitesse de l'écoulement et le diamètre de la conduite doivent être suffisamment grands pour permettre une détermination exacte de la différence des temps de parcours des impulsions acoustiques compte tenu de la précision de la base de temps. Il convient d'éviter des mesures avec des vitesses d'écoulement inférieures à 1,5 m/s ou dans des conduites de diamètre inférieur à 0,8 m.

Des bulles d'air, des matières en suspension ou un bruit acoustique peuvent perturber le fonctionnement du système de mesurage acoustique du débit et sont donc à éviter. Si ces perturbations entraînent la perte d'un certain nombre d'impulsions, il doit néanmoins subsister un échantillonnage suffisamment valable pour que les hypothèses faites dans l'analyse des erreurs soient vérifiées. La conception du système d'acquisition et de traitement doit permettre de contrôler la part des impulsions non prises en compte.

Although the use of two four-path planes compensates for most of the transverse velocity components, the measuring section should be chosen as far as possible from any upstream disturbances, such as a bend, that could create asymmetry of the velocity distribution, swirl or large scale turbulence. Other factors that may produce transverse velocity components or distortion of the velocity profile are flow conditions upstream of the intake, the shape of the intake, the number of bends upstream of the measuring section, changes in upstream conduit diameter and the proximity of bends or changes in conduit diameter downstream.

It is recommended that there should be a straight length of upstream conduit between the measuring section and any important irregularity of at least ten conduit diameters. Similarly, there should be a straight length of at least three conduit diameters between the measuring section and any important downstream irregularity. Experience has shown that satisfactory results can be obtained with a single four path acoustic plane located downstream of a straight length of twenty conduit diameters or more providing a uniform flow distribution in the measuring section.

Measurement of discharge using a single path in one or two measuring planes is not permitted under the rules of this standard.

Provision in the design and construction of the flow meter must be made for demonstrating that the equipment is operating correctly. It shall be possible to make such checks as:

- showing acoustic pulses and their detection on an oscilloscope;
- internal electronic tests of the program and constants;
- comparison of calculated values of the speed of sound using the measured acoustic path transit times and path lengths with published values corrected for water temperature;
- separate measurement of the average velocity along each individual path.

It may be desirable to measure the acoustic pulse transit times independently and compare with the results given by the measurement system.

J6. Conditions of use and limitations

Flow velocity and diameter of the conduit shall be large enough to permit an accurate determination of the difference in acoustic pulse transit times taking into account the accuracy of the timer. Measurements with flow velocities less than 1,5 m/s and diameters of conduits less than 0,8 m should be avoided.

Bubbles, sediment and acoustic noise may disrupt the operation of the acoustic flow measurement system and should be avoided. If the disruption results in missed samples, enough valid samples must be obtained to be compatible with the assumptions used in the error analysis. The design of the data acquisition and treatment system shall permit checking of the proportion of lost pulses.

J7. Incertitude de mesure

L'estimation doit tenir compte des incertitudes tant aléatoires que systématiques. Pour une analyse détaillée, voir l'ISO 5168. Dans le cas présent, on a identifié les sources d'erreur suivantes:

- mesure des longueurs des trajets L et L_w ;
- mesure des angles des trajets acoustiques φ ;
- mesure de la position des trajets d et conformité avec les positions prescrites;
- mesure de D ;
- mesure du temps et résolution du chronomètre;
- estimation de la durée du trajet hors d'eau;
- précision interne du calculateur;
- incertitude due à la distorsion de l'écoulement autour des sondes;
- existence de composantes transversales de l'écoulement;
- distorsion de la répartition des vitesses;
- variations spatiales de la vitesse du son;
- variations spatiales de la vitesse d'écoulement le long de la conduite;
- variations dans le temps de la vitesse d'écoulement, de la vitesse du son et du débit.

Les huit premiers termes indiqués ci-dessus sont généralement combinés pour donner une incertitude instrumentale globale. Cette incertitude est dans la plupart des cas estimée inférieure à $\pm 0,5\%$. Les quatre termes suivants sont liés au champ des vitesses et à la façon dont il est pris en compte; ils peuvent conduire à un facteur de correction et éventuellement à une incertitude systématique supplémentaire. Cette incertitude systématique doit être combinée quadratiquement avec l'incertitude de l'appareil de mesure afin d'obtenir une incertitude systématique globale. Le dernier terme, lié aux variations temporelles de l'écoulement et de la vitesse du son, entraîne une incertitude aléatoire.

Ne disposant que d'une expérience limitée de l'utilisation de cette méthode, on ne peut pas donner d'estimation sérieuse de l'incertitude systématique qui soit d'application générale. Habituellement, l'utilisation de deux plans de mesure devrait permettre de réduire l'incertitude systématique, que l'on pourrait alors supposer être du même ordre de grandeur que pour des moulinets utilisés dans les mêmes conditions, c'est-à-dire d'environ $\pm 1\%$ à $\pm 2\%$.

J7. Uncertainty of measurement

Both random and systematic uncertainties have to be taken into account. For a detailed analysis, see ISO 5168. Specifically, the following sources of uncertainty have been identified:

- measurement of path lengths L and L_w ;
- measurement of acoustic path angles φ ;
- measurement of path spacing d and conformity with the positions prescribed;
- measurement of D ;
- time measurement and time resolution;
- non-water path time estimation;
- internal computational precision;
- uncertainty due to flow distortion around the transducers;
- existence of transverse flow components;
- flow profile distortions;
- spatial variations of speed of sound;
- spatial variations of flow velocity along the conduit;
- variations of flow velocity, speed of sound and discharge with time.

The first eight items listed are usually combined into an overall instrument uncertainty. This uncertainty is in most cases estimated to be less than $\pm 0,5\%$. The next four items are associated with the flow field and its treatment and may result in a correction factor and possibly an additional systematic uncertainty. This systematic uncertainty shall be combined with the instrument uncertainty in a root mean square relationship to produce an overall systematic uncertainty. The last item associated with the time variations of flow velocity and speed of sound results in a random uncertainty.

Limited experience with the use of this method does not permit the reliable assessment of a generally applicable systematic uncertainty. In general, the use of a two-plane meter will likely reduce the overall systematic uncertainty which might be assumed as being of the same order of magnitude as for current-meters used in the same conditions, i.e. between $\pm 1,0\%$ and $\pm 2,0\%$.

ICS 27.140
