

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC
995**

Première édition
First edition
1991-08

**Détermination des performances industrielles
des machines hydrauliques à partir des essais
sur modèle en considérant les effets d'échelle**

**Determination of the prototype performance
from model acceptance tests
of hydraulic machines with consideration
of scale effects**



Numéro de référence
Reference number
CEI/IEC 995: 1991

Numéros des publications

Depuis le 1^{er} janvier 1997, les publications de la CEI sont numérotées à partir de 60000.

Publications consolidées

Les versions consolidées de certaines publications de la CEI incorporant les amendements sont disponibles. Par exemple, les numéros d'édition 1.0, 1.1 et 1.2 indiquent respectivement la publication de base, la publication de base incorporant l'amendement 1, et la publication de base incorporant les amendements 1 et 2.

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 dans le Catalogue de la CEI.

Les renseignements relatifs à des questions à l'étude et des travaux en cours entrepris par le comité technique qui a établi cette publication, ainsi que la liste des publications établies, se trouvent dans les documents ci-dessous:

- «Site web» de la CEI*
- **Catalogue des publications de la CEI**
Publié annuellement et mis à jour régulièrement (Catalogue en ligne)*
- **Bulletin de la CEI**
Disponible à la fois au «site web» de la CEI* et comme périodique imprimé

Terminologie, symboles graphiques et littéraux

En ce qui concerne la terminologie générale, le lecteur se reportera à la CEI 60050: *Vocabulaire Electrotechnique International (VEI)*.

Pour les symboles graphiques, les symboles littéraux et les signes d'usage général approuvés par la CEI, le lecteur consultera la CEI 60027: *Symboles littéraux à utiliser en électrotechnique*, la CEI 60417: *Symboles graphiques utilisables sur le matériel. Index, relevé et compilation des feuilles individuelles*, et la CEI 60617: *Symboles graphiques pour schémas*.

* Voir adresse «site web» sur la page de titre.

Numbering

As from 1 January 1997 all IEC publications are issued with a designation in the 60000 series.

Consolidated publications

Consolidated versions of some IEC publications including amendments are available. For example, edition numbers 1.0, 1.1 and 1.2 refer, respectively, to the base publication, the base publication incorporating amendment 1 and the base publication incorporating amendments 1 and 2.

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 in the IEC catalogue.

Information on the subjects under consideration and work in progress undertaken by the technical committee which has prepared this publication, as well as the list of publications issued, is to be found at the following IEC sources:

- **IEC web site***
- **Catalogue of IEC publications**
Published yearly with regular updates (On-line catalogue)*
- **IEC Bulletin**
Available both at the IEC web site* and as a printed periodical

Terminology, graphical and letter symbols

For general terminology, readers are referred to IEC 60050: *International Electrotechnical Vocabulary (IEV)*.

For graphical symbols, and letter symbols and signs approved by the IEC for general use, readers are referred to publications IEC 60027: *Letter symbols to be used in electrical technology*, IEC 60417: *Graphical symbols for use on equipment. Index, survey and compilation of the single sheets* and IEC 60617: *Graphical symbols for diagrams*.

* See web site address on title page.

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC
995**

Première édition
First edition
1991-08

**Détermination des performances industrielles
des machines hydrauliques à partir des essais
sur modèle en considérant les effets d'échelle**

**Determination of the prototype performance
from model acceptance tests
of hydraulic machines with consideration
of scale effects**

© IEC 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.

International Electrotechnical Commission
Telefax: +41 22 919 0300

3, rue de Varembeé Geneva, Switzerland
e-mail: inmail@iec.ch IEC web site <http://www.iec.ch>



Commission Electrotechnique Internationale
International Electrotechnical Commission
Международная Электротехническая Комиссия

CODE PRIX
PRICE CODE

V

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

SOMMAIRE

	Pages
PRÉAMBULE	4
PRÉFACE	4
SECTION UN – GÉNÉRALITÉS	
Articles	
1. Introduction	6
1.1 Remarques générales	6
1.2 Fondements et hypothèses	6
2. Objet et domaine d'application	8
SECTION DEUX – TERMES, SYMBOLES ET DÉFINITIONS	
3. Généralités	10
4. Terminologie	10
SECTION TROIS – FORMULE D'EFFET D'ÉCHELLE, PROCÉDURE D'UTILISATION ET COEFFICIENTS DE RÉPARTITION DES PERTES	
5. Formule générale de l'effet d'échelle	22
6. Mise en œuvre	22
6.1 Généralités	22
6.2 Détermination des valeurs de base du modèle: $\eta_{h \text{ opt } M}$, $Re_{u \text{ opt } M}$ et δ_{ref}	24
6.3 Détermination de $\Delta\eta_h$	30
6.4 Utilisation de la formule générale dans des conditions d'essai particulières	34
7. Valeur des coefficients de répartition des pertes V_{ref}	36
SECTION QUATRE – CARACTÉRISTIQUES DE FONCTIONNEMENT DU PROTOTYPE	
8. Calcul des caractéristiques de fonctionnement du prototype	38
8.1 Formules de transposition	38
ANNEXE A – Commentaires additionnels	44
A1 Explications	44
A2 Établissement de la formule générale d'effet d'échelle	48
A3 Rapport avec les publications antérieures 193 et 497 de la CEI	50
ANNEXE B – Constantes physiques	54
B1 Accélération due à la pesanteur terrestre	54
B2 Masse volumique de l'eau	56
B3 Viscosité cinématique de l'eau	62
ANNEXE C – Références	64

CONTENTS

	Page
FOREWORD	5
PREFACE	5
SECTION ONE – GENERAL	
Clause	
1. Introduction	7
1.1 General remarks	7
1.2 Basic statements and assumptions	7
2. Object and scope	9
SECTION TWO – TERMS, SYMBOLS AND DEFINITIONS	
3. General	11
4. List of terms	11
SECTION THREE – SCALE FORMULA, PROCEDURE FOR ITS APPLICATION AND LOSS DISTRIBUTION COEFFICIENTS	
5. General scale formula	23
6. Procedure of application	23
6.1 General	23
6.2 Determination of the basic model data: $\eta_{h\text{ opt M}}$, $Re_{u\text{ opt M}}$ and δ_{ref}	25
6.3 Determination of $\Delta\eta_{\text{th}}$	31
6.4 Application of the general formula for special testing conditions	35
7. Values for loss distribution coefficients V_{ref}	37
SECTION FOUR – PROTOTYPE PERFORMANCE	
8. Calculation of prototype performance	39
8.1 Conversion formulae	39
APPENDIX A – Additional comments	45
A1 Explanations	45
A2 Derivation of the general scale formula	49
A3 Relation to the existing IEC Publications 193 and 497	51
APPENDIX B – Physical data	55
B1 Acceleration due to gravity	55
B2 Density of water	57
B3 Kinematic viscosity of water	63
APPENDIX C – References	65

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

DÉTERMINATION DES PERFORMANCES INDUSTRIELLES DES MACHINES HYDRAULIQUES À PARTIR DES ESSAIS SUR MODÈLE EN CONSIDÉRANT LES EFFETS D'ÉCHELLE

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 a été établie par le Comité d'Etudes n° 4 de la CEI: Turbines hydrauliques.

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

Règle des Six Mois	Rapport de vote
4(BC)47	4(BC)53

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 (en révision) sont citées dans la présente norme:

- Publications n°s 193 (1965): Code international concernant les essais de réception sur modèle des turbines hydrauliques.
Modification n° 1 (1977).
193 A (1972): Premier complément.
497 (1976): Code international concernant les essais de réception sur modèle réduit des pompes d'accumulation.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

**DETERMINATION OF THE PROTOTYPE PERFORMANCE
FROM MODEL ACCEPTANCE TESTS OF HYDRAULIC MACHINES
WITH CONSIDERATION OF SCALE EFFECTS**

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 standard has been prepared by IEC Technical Committee No. 4: Hydraulic turbines.

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

Six Months' Rule	Report on Voting
4(CO)47	4(CO)53

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 (under revision) are quoted in this standard:

- Publications Nos. 193 (1965): International code for model acceptance tests of hydraulic turbines.
Amendment No. 1 (1977).
193A (1972): First supplement.
497 (1976): International code for model acceptance tests of storage pumps.

DÉTERMINATION DES PERFORMANCES INDUSTRIELLES DES MACHINES HYDRAULIQUES À PARTIR DES ESSAIS SUR MODÈLE EN CONSIDÉRANT LES EFFETS D'ÉCHELLE

SECTION UN – GÉNÉRALITÉS

1. Introduction

1.1 Remarques générales

L'évolution technologique des turbomachines hydrauliques équipant les centrales hydro-électriques impose la révision des codes existants. La meilleure connaissance des effets d'échelle provient des travaux des instituts de recherche, des constructeurs et d'un groupe de travail «Effets d'échelle affectant le fonctionnement et le rendement» de l'Association Internationale de Recherches Hydrauliques (AIRH).

Les effets d'échelle dépendent principalement du nombre de Reynolds mais également de nombreux facteurs partiellement inconnus si bien qu'un calcul rigoureux est difficile (voir annexe C et note 2 de l'article 7) voire même actuellement impossible.

La méthode de calcul du rendement des prototypes, donnée dans la présente norme, repose sur des recherches expérimentales et théoriques dans le domaine de l'analyse d'écoulement; mais elle a été simplifiée pour des raisons de commodité et peut être considérée comme une convention.

La méthode est déduite de l'état actuel des connaissances sur la transposition du rendement entre un modèle et un prototype homologue.

La mise en œuvre de la méthode conduit, sans ambiguïté, à des résultats cohérents.

1.2 Fondements et hypothèses

La transposition du rendement hydraulique est basée sur la variation des pertes par frottement hydrodynamique avec le nombre de Reynolds Re . C'est pourquoi les formules de transposition du rendement dépendant seulement du rapport des diamètres sont éliminées. L'exposant du rapport Re_{uM}/Re_{uP} a été choisi égal à 0,16.

Le rapport des pertes relatives transposables aux pertes relatives totales (coefficient de répartition des pertes V) est rapporté à un nombre de Reynolds de référence et a été convenu pour les différents types de machines (voir tableau I de l'article 7).

Les coefficients V (voir paragraphe 4.19 et article 7) sont déduits:

- a) d'essais sur modèles en écoulement hydrauliquement lisse, à nombres de Reynolds variés,
- b) de la comparaison des mesures du rendement de machines industrielles ayant des états de surface en accord avec la modification n° 1 à la Publication 193 de la CEI et avec la Publication 497 de la CEI, avec les essais de modèles homologues. La rugosité des surfaces prescrite dans ces publications ne conduit pas nécessairement à des conditions adéquates pour un écoulement hydrauliquement lisse (voir références [1] à [5])^{*)}.

^{*)} Les chiffres entre crochets se rapportent aux références indiquées dans l'annexe C.

DETERMINATION OF THE PROTOTYPE PERFORMANCE FROM MODEL ACCEPTANCE TESTS OF HYDRAULIC MACHINES WITH CONSIDERATION OF SCALE EFFECTS

SECTION ONE – GENERAL

1. Introduction

1.1 General remarks

Advances in the technology of hydraulic turbomachines used for hydroelectric power plants indicate the necessity of revising existing codes. The advance in knowledge of scale effects originates from work done by research institutions, manufacturers and a Working Group “Scale effect on performance and efficiency” of the International Association of Hydraulic Research (IAHR).

Scale effects are influenced mainly by Reynolds number but also by other factors partly unknown and therefore rigorous calculation is complicated (see Appendix C and note 2 to Clause 7) or even not yet possible.

The method of calculating prototype efficiencies, as given in this standard, is supported by experimental and theoretical research on flow analysis and has been simplified for practical reasons and agreed as a convention.

The method is based on the present state of knowledge of the scale-up in efficiency from model to homologous prototype.

The application of the method leads to consistent results without ambiguity.

1.2 Basic statements and assumptions

The scale-up of the hydraulic efficiency is based on the dependence of friction losses on Reynolds number Re . Efficiency scale-up formulae based on the ratio of diameter only are therefore eliminated. The exponent of the ratio Re_{uM}/Re_{uP} has been chosen as 0,16.

The ratio of relative scalable losses to total relative losses (loss distribution coefficient V) is referred to a reference Reynolds number and has been agreed on for the different types of machines (see Table I in Clause 7).

The V -coefficients (see Sub-Clause 4.19 and Clause 7) are derived:

- a) from tests at different Reynolds numbers on models with hydraulically smooth surfaces,
- b) from comparison of efficiency tests on prototypes having a surface roughness according to Amendment No.1 to IEC Publication 193 and to Publication 497 with tests on homologous models. The surface roughness as required by these Publications does not necessarily yield hydraulically smooth flow conditions (see References [1] to [5])^{*)}.

^{*)} The figures in square brackets refer to the references given in Appendix C.

Les considérations théoriques de base supposent des surfaces hydrauliquement lisses. Des formules incluant une correction de rugosité ne sont pas utilisées^{*)}.

Pour obtenir des résultats sans ambiguïté, il est convenu par convention, pour des raisons contractuelles, d'éliminer toute incertitude sur les valeurs retenues du coefficient V .

L'augmentation de rendement doit être calculée au point de meilleur rendement du modèle et la valeur ainsi déterminée doit être appliquée à tout le domaine de garantie des rendements.

Le rendement hydraulique au point optimal utilisé pour le calcul de l'augmentation de rendement, ne doit pas être influencé par la cavitation.

La transposition du rendement hydraulique est indépendante des jeux aux labyrinthes aussi longtemps que ceux-ci restent dans les limites précisées dans la Publication 193 de la CEI et sa Modification n° 1 et la Publication 497 de la CEI.

Les déplacements de débit en fonction de l'énergie hydraulique massique entre modèle et prototype ne sont pas considérés.

Les pertes mécaniques doivent être évaluées séparément, conformément à la figure 3.

La formule de transposition ne s'applique pas aux turbines à action (Pelton), voir la note 2 du tableau I de l'article 7.

Pour d'autres explications, voir l'article A1 de l'annexe A.

2. Objet et domaine d'application

La présente norme complète les Publications 193 (et sa modification n° 1), 193 A et 497 de la CEI qui traitent des essais sur modèles homologues des turbomachines hydrauliques reprises dans le tableau I de l'article 7 et du calcul des performances du prototype, débit, énergie hydraulique massique (chute), puissance et rendement, à partir des résultats du modèle.

Note. – Pour la définition de l'énergie massique hydraulique et de la chute voir les paragraphes 4.12 et 4.13.

Comme la méthode et le procédé de calcul de la variation du rendement hydraulique sont modifiés par la présente norme, les chapitres suivants des Publications 193 et 497 de la CEI sont à remplacer:

Dans la Publication 193 de la CEI:

- paragraphe 2.2.2 du chapitre III
- paragraphe 1.1 et article 6 du chapitre VI.

Dans la Publication 497 de la CEI:

- paragraphe 11.3 du chapitre III
- article 25 du chapitre VI
- paragraphe 25.1 du chapitre VI
- article 30 du chapitre VI.

De plus, les tableaux B1, B2 et B3 de l'annexe B remplacent les tableaux I et II de la Publication 193 de la CEI et les tableaux IA, II et IV de la Publication 497 de la CEI.

Tous les autres chapitres des Publications 193 (et sa modification n° 1), 193 A et 497 de la CEI sont inchangés et demeurent valables, à part quelques modifications sur termes, symboles et unités, voir Section Deux de cette publication.

^{*)} Bien que diverses méthodes de prise en compte de l'influence de l'état de surface (rugosité) sur la transposition de rendement aient été publiées (voir références [1] à [5]), il n'est pas possible dans l'état actuel des choses de retenir une telle méthode ou formulation.

The applied theory is based on hydraulically smooth surfaces. Formulae including roughness corrections are not applied^{*)}.

In order to get results without ambiguity it is for contractual purposes conventionally agreed to omit the uncertainty regarding the defined V -values.

The efficiency increase shall be calculated for the optimum point of model efficiencies and shall be applied within the whole range of guaranteed efficiencies.

The hydraulic efficiency at the optimum point used for calculation of efficiency increase shall not be affected by cavitation phenomena.

As long as the geometric similarity of labyrinth seal clearances is within the limits specified in IEC Publication 497 and in Amendment No.1 to IEC Publication 193, the scale-up of the hydraulic efficiency is not influenced by clearance effects.

Shifting effects on discharge versus specific hydraulic energy between model and prototype are not taken into account.

The mechanical power losses have to be considered separately, see Figure 3.

The scale-up formula is not applicable to impulse turbines (Pelton), see note 2 to Table I in Clause 7.

For further explanations see Clause A1 of Appendix A.

2. Object and scope

This standard supplements IEC Publications 193 (and its Amendment No. 1), 193 A and 497, which are concerned with testing homologous models of hydraulic turbomachines as listed in Table I of Clause 7 and with the use of model results for predicting prototype performance i.e. discharge, specific hydraulic energy (head), power and efficiency.

Note. – For definitions of specific hydraulic energy and head see Sub-clauses 4.12 and 4.13.

Since the method and the procedure for calculating the increase of hydraulic efficiency have been modified in this standard, the contents of the following chapters in IEC Publications 193 and 497 are to be replaced:

In IEC Publication 193:

- Sub-clause 2.2.2 of Chapter III
- Sub-clause 1.1 and Clause 6 of Chapter VI.

In IEC Publication 497:

- Sub-clause 11.3 of Chapter III
- Clause 25 of Chapter VI
- Sub-clause 25.1 of Chapter VI
- Clause 30 of Chapter VI.

Furthermore, Tables B1, B2 and B3 in Appendix B replace Tables I and II in IEC Publication 193 and Tables IA, II and IV in IEC Publication 497.

All other chapters in IEC Publications 193 (and its Amendment No.1), 193 A, and 497 remain unchanged and are still valid, except some modifications on terms, symbols and units, see Section Two of this publication.

^{*)} Although various procedures on how to consider the influence of surface roughness on efficiency scaling have been published (see References [1] to [5]), it is presently not possible to agree on such a formula or procedure.

SECTION DEUX – TERMES, SYMBOLES ET DÉFINITIONS

3. Généralités

Le Système international d'unités (SI) est utilisé dans cette norme*). Tous les termes sont exprimés en unités SI fondamentales ou en unités dérivées cohérentes (par exemple N au lieu de $\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$). La validité des équations n'est assurée qu'avec ces unités.

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

4. Terminologie

Les termes, définitions, symboles, unités et indices correspondent à ceux qui figurent (plus en détail) dans la Publication 41 de la CEI relative aux essais de réception sur place.

INDICES

Termes	Symboles
prototype	P
modèle	M
valeur rapportée à un nombre de Reynolds constant	M*
section de référence côté haute pression (voir paragraphe 4.6)	1
section de référence côté basse pression (voir paragraphe 4.7)	2
hydraulique	h
mécanique	m
référence	ref
optimal (rendement maximal)	opt
non transposable (indépendante de Re_d)	ns

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 figure 2).

*) Dans la Publication 193 de la CEI, le système $\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$ est utilisé.

Dans la Publication 497 de la CEI, le système SI est principalement utilisé.

SECTION TWO – TERMS, SYMBOLS AND DEFINITIONS

3. General

The International System of Units (SI) has been used throughout this standard*). All terms are given in SI Base Units or derived coherent units (for example N instead of $\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$). The equations are only valid using these units.

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

4. List of terms

The terms, definitions, symbols, units and subscripts correspond to those listed (in more details) in IEC Publication 41 on field acceptance tests.

SUBSCRIPTS	
Term	Symbol
prototype	p
model	M
value referred to a constant Reynolds number	M*
high pressure reference section (see Sub-clause 4.6)	1
low pressure reference section (see Sub-clause 4.7)	2
hydraulic	h
mechanical	m
reference	ref
optimum (best efficiency point)	opt
non-scalable (independent of Re_u)	ns

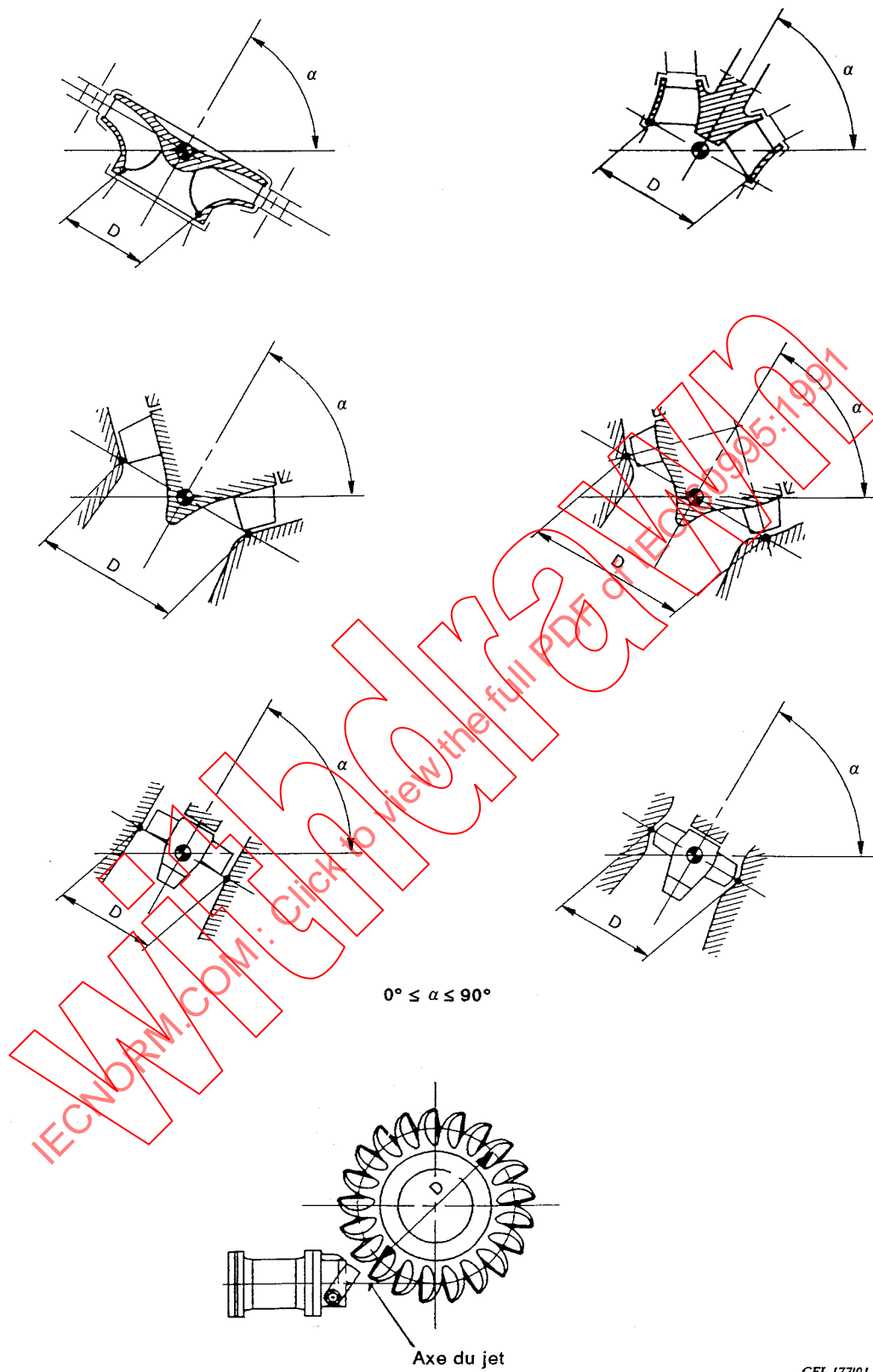
The terms “high pressure” and “low pressure” define the two sides of the machine irrespective of the flow direction and therefore are independent of the mode of operation of the machine (see Figure 2).

*) In IEC Publication 193, the $\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$ system is used.

In IEC Publication 497, the SI system is principally applied.

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
4.1	Accélération due à la pesanteur	Valeur locale de g en fonction de l'altitude et de la latitude (voir tableau B 1 de l'annexe B).	g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
4.2	Masse volumique	Masse par unité de volume. La masse volumique de l'eau en fonction de la pression et de la température est donnée au tableau B 2 de l'annexe B. Cette norme utilise ρ au lieu de ρ_w .	ρ ρ_w	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
4.3	Viscosité cinématique	Quotient de la viscosité dynamique par la masse volumique. La viscosité cinématique de l'eau en fonction de la température (voir tableau B 3 de l'annexe B).	ν	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
4.4	Diamètre de référence	Diamètre de référence de la machine hydraulique (voir figure 1).	D	m
4.5	Pression absolue	Pression statique de l'eau mesurée par rapport au vide absolu.	p_{abs}	Pa
4.6	Section de référence haute pression	Section côté haute pression de la machine par rapport à laquelle les performances garanties sont définies (voir figure 2).	1	
4.7	Section de référence basse pression	Section côté basse pression de la machine par rapport à laquelle les performances garanties sont définies (voir figure 2).	2	
4.8	Débit (Débit-volume)	Volume d'eau s'écoulant à travers une section quelconque du système pendant l'unité de temps.	Q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
4.9	Débit-masse	Masse d'eau s'écoulant par unité de temps à travers une section. ρ et Q doivent être tous deux déterminés dans la même section et dans les conditions qui y règnent. Note: le débit-masse est invariable entre deux sections s'il n'existe entre celles-ci ni apport ni prélèvement d'eau.	$(\rho \cdot Q)$	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
4.10	Vitesse moyenne	Rapport du débit-volume à l'aire de la section de passage.	v	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
4.11	Niveau	Cote d'un point du système au-dessus d'une altitude de référence (habituellement le niveau moyen de la mer).	z	m

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
4.1	Acceleration due to gravity	Local value of g as a function of altitude and latitude (see Appendix B, Table B1).	g	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$
4.2	Density	Mass per unit volume. Values for water as a function of pressure and temperature (see Appendix B, Table B2). In this standard ρ is used instead of ρ_w .	ρ ρ_w	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
4.3	Kinematic viscosity	Dynamic viscosity of the fluid divided by its density. Values for water as a function of temperature (see Appendix B, Table B3).	ν	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
4.4	Reference diameter	Reference diameter of the hydraulic machine (see Figure 1).	D	m
4.5	Absolute pressure	The static pressure of the water measured with reference to a perfect vacuum.	p_{abs}	Pa
4.6	High pressure reference section	The high pressure section of the machine to which the performance guarantees refer (see Figure 2).	1	
4.7	Low pressure reference section	The low pressure section of the machine to which the performance guarantees refer (see Figure 2).	2	
4.8	Discharge (Volume flow rate)	Volume of water per unit time flowing through any section in the system.	Q	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
4.9	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. Note: The mass flow rate is constant between two sections if no water is added or removed.	$(\rho \cdot Q)$	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
4.10	Mean velocity	Discharge divided by the area.	v	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
4.11	Level	Elevation of a point in the system above the specified reference datum (usually mean sea level).	z	m



CEI 177/91

FIG. 1. – Diamètre de référence D .

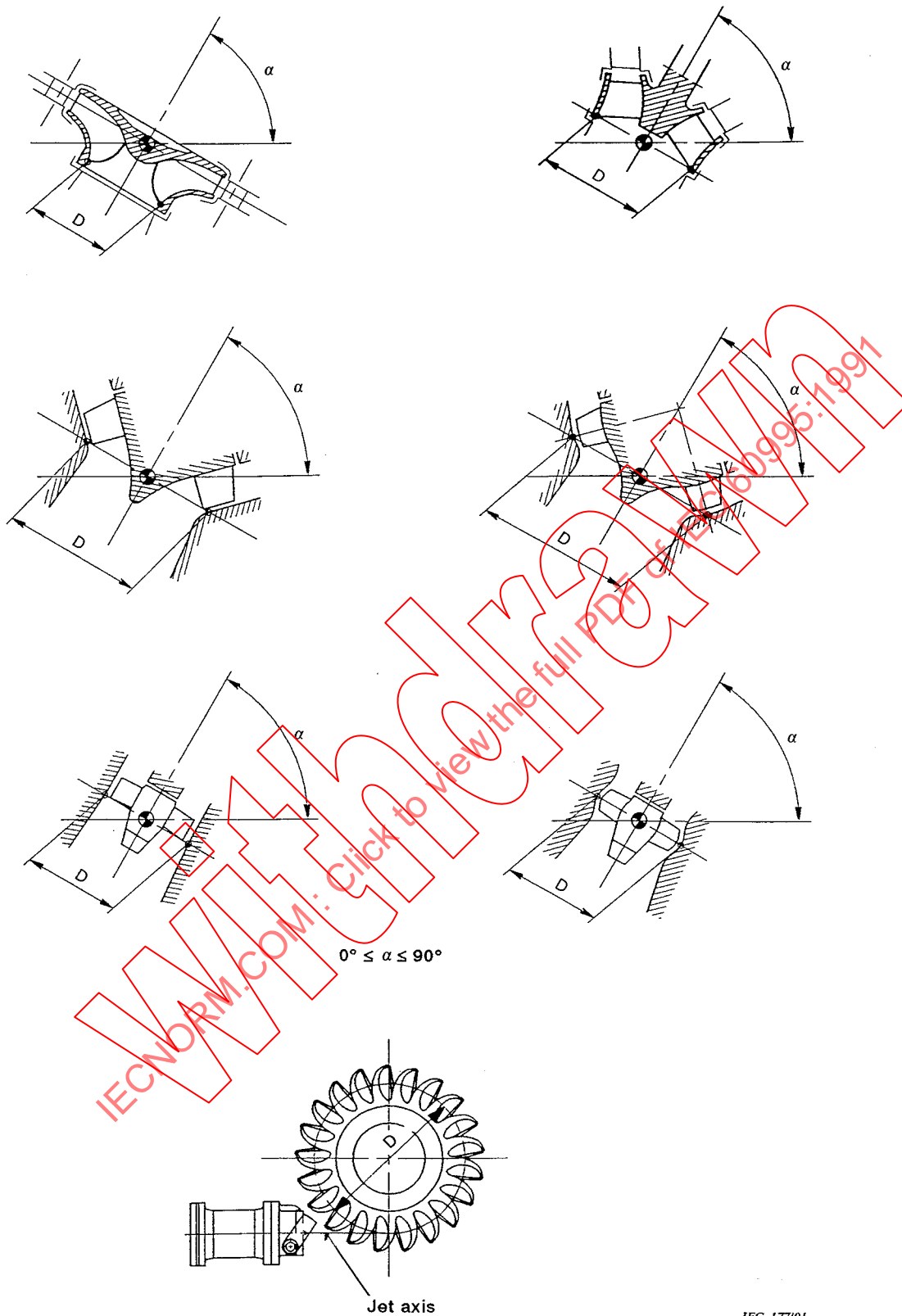


FIG. 1. - Reference diameter D.

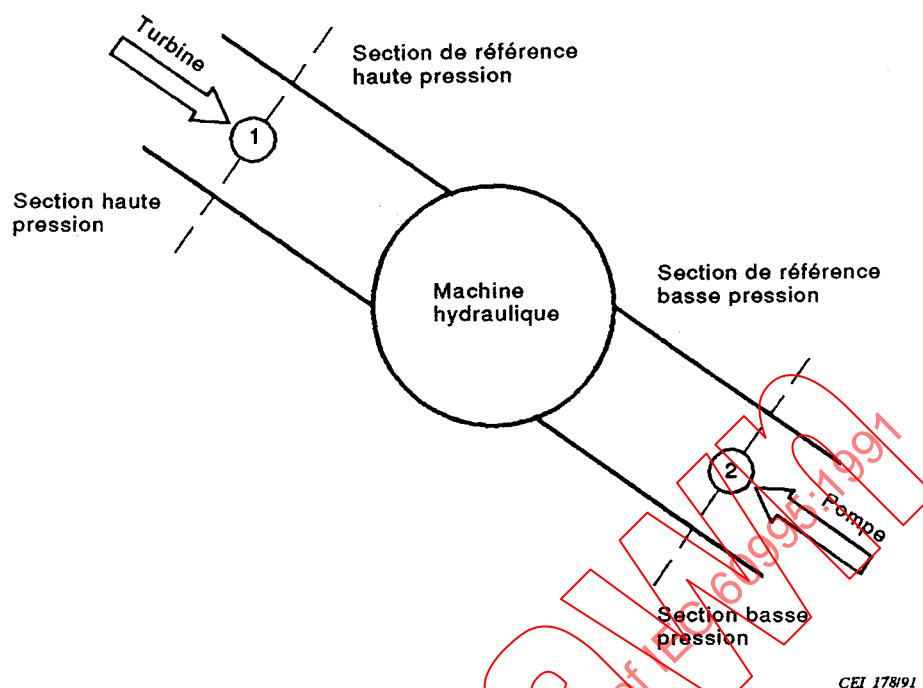


FIG. 2. - Représentation schématique d'une machine hydraulique.

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
4.12	Energie hydraulique massique de la machine	Energie massique de l'eau, disponible entre les sections de référence haute et basse pression 1 et 2 de la machine, l'influence de la compressibilité étant prise en compte. $E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + (z_1 - z_2) \cdot g$ où $\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ et supposant $g = g_1 = g_2$	E	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ $= \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$
4.13	Hauteur de chute nette de la turbine ou hauteur nette de refoulement de la pompe	$H = \frac{E}{g}$	H	m

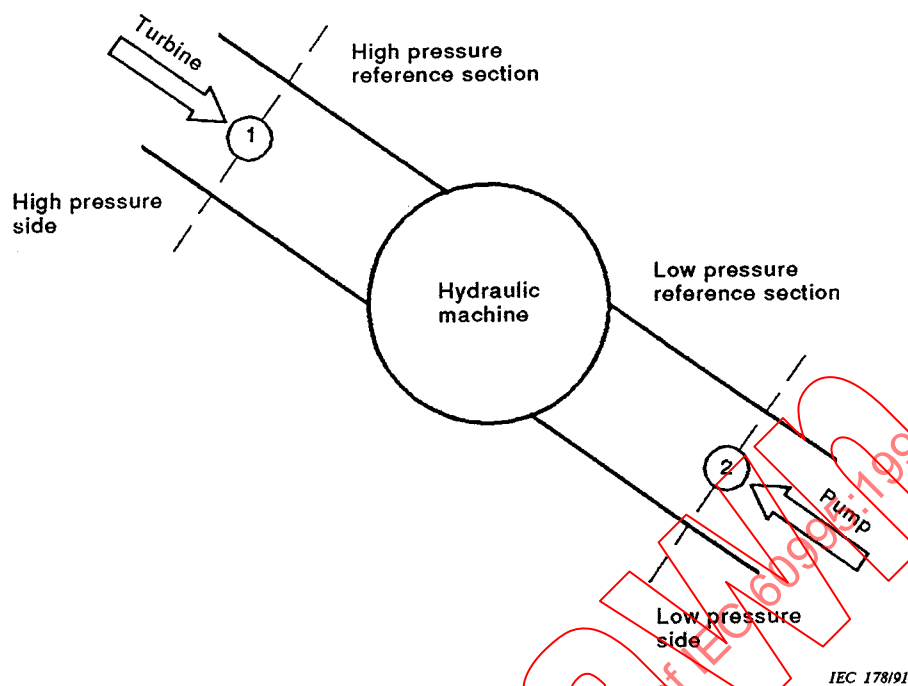
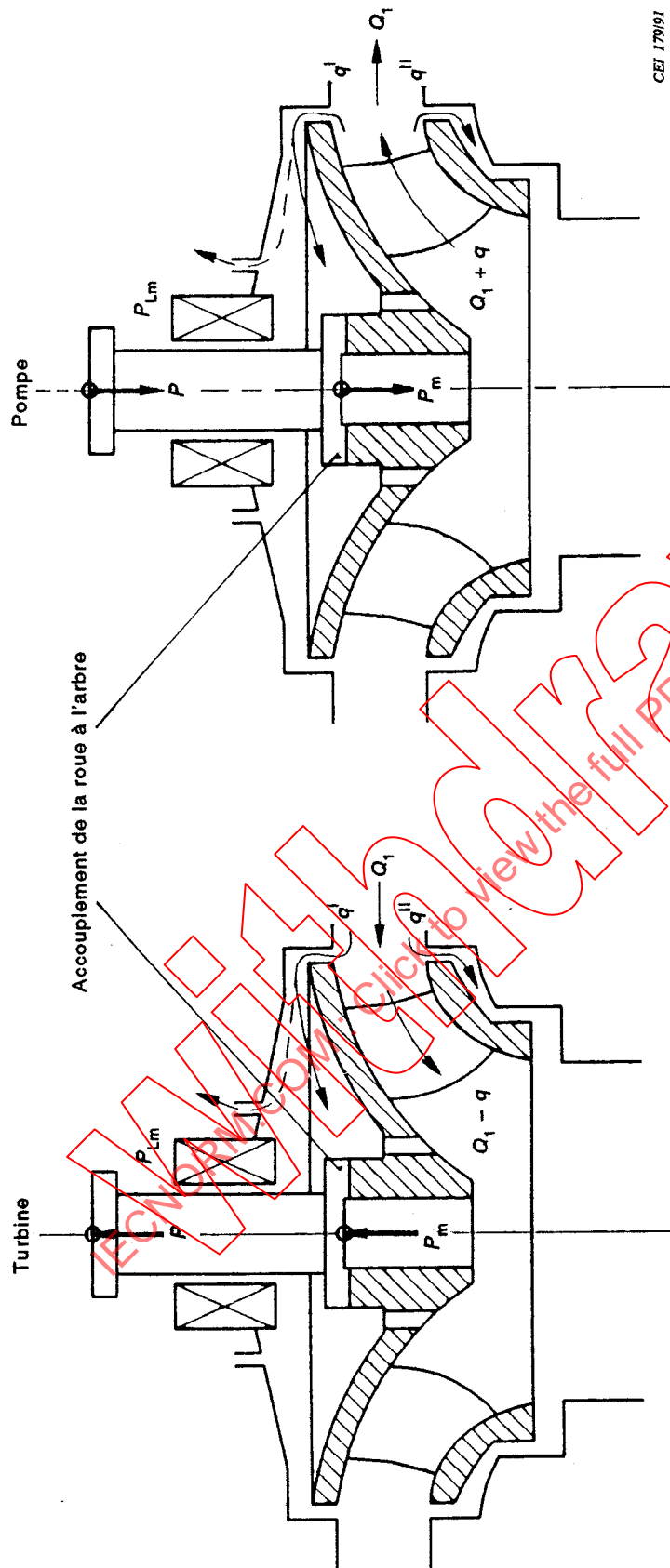


FIG. 2. – Schematic representation of a hydraulic machine.

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
4.12	Specific hydraulic energy of machine	Specific energy of water available between the high and low pressure reference sections 1 and 2 of the machine taking into account the influence of compressibility. $E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + (z_1 - z_2) \cdot g$ where $\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ and assuming $g = g_1 = g_2$	E	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ $= \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$
4.13	Turbine or pump head	$H = \frac{E}{g}$	H	m



CEI 179/91

Q_1 : Débit passant dans la section de référence haute pression 1.

q', q'' : Pertes par débits de fuite, q' est un débit de fuite interne ou externe selon la construction.

P_{Lm} : Puissance mécanique dissipée dans les paliers, le pivot et les joints de l'arbre qui doit être évaluée séparément.

P_m : Puissance mécanique de la roue.

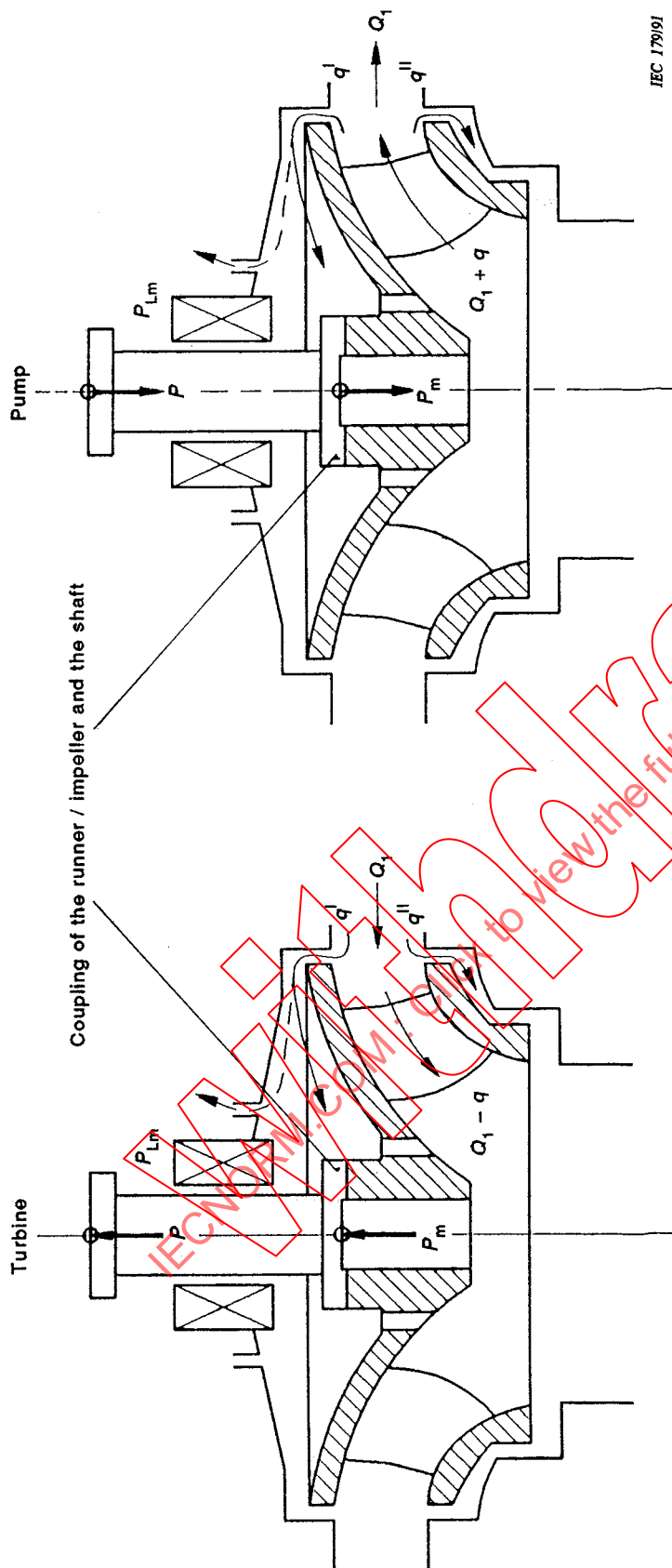
η_h : Rendement hydraulique.

η_{mP} : Rendement mécanique d'un prototype.

η_P : Rendement habituellement garanti pour un prototype.

Turbine $P_m = P + P_{Lm}$ $\eta_h = \frac{P_m}{(\rho \cdot Q_1) \cdot E}$ $\eta_{mP} = \frac{P_P}{P_{mP}}$ $\eta_P = \eta_{hP} \cdot \eta_{mP}$	Pompe $P_m = P - P_{Lm}$ $\eta_h = \frac{(\rho \cdot Q_1) \cdot E}{P_m}$ $\eta_{mP} = \frac{P_{mP}}{P_P}$ $\eta_P = \eta_{hP} \cdot \eta_{mP}$
--	--

Fig. 3



IEC 179191

Q_1 : Discharge Q flowing through the high pressure reference section 1.

q', q'' : Leakage flowrate, q' being an internal or external leakage flowrate depending on the design.

P_{Lm} : Mechanical power losses dissipated in guide bearings, thrust bearing and shaft seals to be taken into account separately.

P_m : Mechanical power of the runner/impeller.

η_h : Hydraulic efficiency.

η_{mP} : Mechanical prototype efficiency.

η_P : Efficiency normally guaranteed for a prototype.

	Turbine	Pump
P_m	$P_m = P + P_{Lm}$	$P_m = P - P_{Lm}$
η_h	$\eta_h = \frac{P_m}{(Q \cdot Q_1) \cdot E}$	$\eta_h = \frac{(Q \cdot Q_1) \cdot E}{P_m}$
η_{mP}	$\eta_{mP} = \frac{P_p}{P_{mP}}$	$\eta_{mP} = \frac{P_{mP}}{P_p}$
η_P	$\eta_P = \eta_{hP} \cdot \eta_{mP}$	$\eta_P = \eta_{hP} \cdot \eta_{mP}$

FIG. 3

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
4.14	Puissance mécanique à la roue (ou aux roues)	Puissance mécanique transmise au niveau de l'accouplement de la roue avec l'arbre (voir figure 3)	P_m	W
4.15	Rendement hydraulique (voir Notes et figure 3)	a) <i>Turbine</i> Quotient de la puissance mécanique à la roue par la puissance hydraulique $\eta_h = \frac{P_m}{(Q \cdot Q)_1 \cdot E}$ b) <i>Pompe</i> Quotient de la puissance hydraulique par la puissance mécanique à la roue $\eta_h = \frac{(Q \cdot Q)_1 \cdot E}{P_m}$	η_h	—
4.16	Vitesse de rotation	Nombre de tours de la machine par unité de temps	n	s^{-1}
4.17	Vitesse périphérique	Vitesse périphérique au diamètre de référence (voir figure 1)	u	$m \cdot s^{-1}$
4.18	Nombre de Reynolds ¹⁾	$Re_u = \frac{D \cdot u}{\nu}$	Re_u	—
4.19	Coefficient de répartition des pertes ²⁾	Rapport des pertes relatives transposables aux pertes relatives totales	V	—
4.20	Pertes relatives transposables ³⁾	$\delta = (1 - \eta_h) \cdot V$	δ	—
4.21	Pertes relatives fixes	$\delta_{ns} = (1 - \eta_h) - \delta$	δ_{ns}	—
4.22	Pertes relatives totales	$1 - \eta_h = \delta + \delta_{ns}$	—	—
4.23	Majoration (ou différence) du rendement hydraulique	$\Delta \eta_h = \eta_{hP} - \eta_{hM}$	$\Delta \eta_h$	—

¹⁾ Dans les Publications 193 et 497 de la CEI, la définition du nombre de Reynolds est différente (voir annexe A, paragraphe A3.2.).

²⁾ Dans la Publication 497 de la CEI, K est utilisé au lieu de V .

³⁾ Aussi défini dans la littérature comme δ_f .

Notes 1. — Les pertes par frottement du disque et les pertes par débit de fuite (pertes volumétriques) sont comprises et considérées ici comme 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 $Q_1 \pm q$ (voir figure 3).

2. — Voir le paragraphe A3.3 de l'annexe A pour la comparaison avec les définitions des Publications existantes 193 et 497 de la CEI.

Sub-clause	Term	Definition	Symbol	Unit
4.14	Mechanical power of runner(s)/impeller(s)	The mechanical power transmitted through the coupling of the runner/impeller and the shaft (see Figure 3)	P_m	W
4.15	Hydraulic efficiency (see Notes and Figure 3)	<i>a) Turbine</i> Ratio of mechanical power of runner to the hydraulic power $\eta_h = \frac{P_m}{(Q \cdot Q)_1 \cdot E}$ <i>b) Pump</i> ratio of hydraulic power to mechanical power of impeller $\eta_h = \frac{(Q \cdot Q)_1 \cdot E}{P_m}$	η_h	—
4.16	Rotational speed	Number of revolutions per unit time	n	s^{-1}
4.17	Peripheral velocity	Peripheral velocity at the reference diameter (see Figure 1)	u	$m \cdot s^{-1}$
4.18	Reynolds number ¹⁾	$Re_u = \frac{D \cdot u}{\nu}$	Re_u	—
4.19	Loss distribution coefficient ²⁾	Ratio of relative scalable losses to relative total losses	V	—
4.20	Relative scalable loss ³⁾	$\delta = (1 - \eta_h) \cdot V$	δ	—
4.21	Relative non-scalable loss	$\delta_{ns} = (1 - \eta_h) - \delta$	δ_{ns}	—
4.22	Relative total loss	$1 - \eta_h = \delta + \delta_{ns}$	—	—
4.23	Increase (or difference) of hydraulic efficiency	$\Delta \eta_h = \eta_{hB} - \eta_{hM}$	$\Delta \eta_h$	—

¹⁾ In IEC Publications 193 and 497, the Reynolds numbers are defined in a different way (see Sub-clause A3.2 of Appendix A).

²⁾ In IEC Publication 497, K is used instead of V .

³⁾ In the literature also defined as δ_f .

Notes 1. – The losses due to disc friction and leakage flow rate (volumetric losses) are included and are considered here as hydraulic losses. The disc friction losses are the friction losses of the outer surfaces of the runner/impeller not in contact with the main flow $Q_1 \pm q$ (see Figure 3).

2. – For comparison with definitions in existing IEC Publications 193 and 497 see Sub-clause A3.3 of Appendix A.

SECTION TROIS – FORMULE D'EFFET D'ÉCHELLE, PROCÉDURE D'UTILISATION ET COEFFICIENTS DE RÉPARTITION DES PERTES

5. Formule générale de l'effet d'échelle (voir Note)

Pour calculer la différence de rendement hydraulique entre deux fonctionnements A et B hydrauliquement homologues, réalisés à des nombres de Reynolds différents Re_{uA} et Re_{uB} (voir annexe A, paragraphe A1.2 pour la définition de la similitude hydraulique), la formule générale suivante doit être utilisée:

$$\Delta\eta_{hA \rightarrow B} = \delta_{ref} \cdot \left[\left(\frac{Re_{u ref}}{Re_{uA}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{u ref}}{Re_{uB}} \right)^{0,16} \right] \quad (1)$$

$$\delta_{ref} = \frac{1 - \eta_{h opt M}}{\left(\frac{Re_{u ref}}{Re_{u opt M}} \right)^{0,16} + \frac{1 - V_{ref}}{V_{ref}}} \quad (2)$$

Pour tous les types de machines du tableau I de l'article 7, $Re_{u opt M}$ est le nombre de Reynolds auquel le rendement optimal $\eta_{h opt M}$ de chaque mode de fonctionnement (figure 5 à 10) du modèle est mesuré.

La valeur de V_{ref} , à tirer du tableau I, est le rapport des pertes relatives transposables aux pertes relatives totales pour le fonctionnement au point de rendement hydraulique optimal quand le nombre de Reynolds est égal au $Re_{u ref} = 7 \cdot 10^6$. Pour ces conditions, δ_{ref} est la valeur des pertes relatives transposables (voir figures A1 et A2).

La différence du rendement hydraulique entre un modèle et un prototype est calculée en remplaçant Re_{uA} par Re_{uM} et Re_{uB} par Re_{uP} .

Note. – Des explications sur la formule générale d'effet d'échelle et son développement sont données aux articles A1 et A2 de l'annexe A.

6. Mise en œuvre

6.1 Généralités

Le processus pour transposer les rendements hydrauliques d'un modèle à la machine industrielle est le suivant:

- Détermination des *valeurs de base du modèle* $\eta_{h opt M}$ et $Re_{u opt M}$ qui résultent des valeurs mesurées (voir paragraphe 6.2) et calcul de δ_{ref} (voir article 5, équation (2)).
- Evaluation de $\Delta\eta_h$* : en utilisant une des deux possibilités:
 - transposition en *une* étape (voir paragraphe 6.3.1);
 - transposition en *deux* étapes (voir paragraphe 6.3.2).
- Calcul de η_{hP}* pour le domaine de garantie à l'aide de l'équation du paragraphe 4.23:

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + \Delta\eta_h$$

SECTION THREE – SCALE FORMULA, PROCEDURE FOR ITS APPLICATION AND LOSS DISTRIBUTION COEFFICIENTS

5. General scale formula (see Note)

To calculate the difference of hydraulic efficiency between two hydraulically similar operating points A and B occurring at different Reynolds numbers Re_{uA} and Re_{uB} (for definition of “hydraulically similar” see Appendix A, Sub-clause A1.2), the following general formulae shall be used:

$$\Delta\eta_{hA \rightarrow B} = \delta_{ref} \cdot \left[\left(\frac{Re_{uref}}{Re_{uA}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{uref}}{Re_{uB}} \right)^{0,16} \right] \quad (1)$$

$$\delta_{ref} = \frac{1 - \eta_{hoptM}}{\left(\frac{Re_{uref}}{Re_{uoptM}} \right)^{0,16} + \frac{1 - V_{ref}}{V_{ref}}} \quad (2)$$

For all types of machines as indicated in Table I of Clause 7, Re_{uoptM} is the Reynolds number at which the optimum efficiency η_{hoptM} in each operating mode (Figures 5 to 10) of the model is measured.

The value V_{ref} to be taken from Table I is the ratio of relative scalable losses to relative total losses for the point of optimum hydraulic efficiency at the Reynolds number $Re_{uref} = 7 \cdot 10^6$. At this point, δ_{ref} is the amount of relative scalable losses (see Figures A1 and A2).

To calculate the difference of hydraulic efficiency between a model and a prototype Re_{uA} becomes Re_{uM} and Re_{uB} becomes Re_{uP} .

Note. – Explanations and derivation of the general scale formula are given in Clauses A1 and A2 of Appendix A.

6. Procedure of application

6.1 General

The procedure to scale up hydraulic model efficiencies to prototype conditions is as follows:

- a) Establishing the *basic model data* from the test results by determination of the values η_{hoptM} and Re_{uoptM} (see Sub-clause 6.2) and calculation of δ_{ref} (see Clause 5, equation (2)).
- b) *Calculation of $\Delta\eta_h$* having two possibilities:
 - Scaling up in *one* step (see Sub-clause 6.3.1);
 - Scaling up in *two* steps (see Sub-clause 6.3.2).
- c) *Calculation of η_{hP}* for the range of guarantee using the equation of Sub-clause 4.23:

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + \Delta\eta_h$$

6.2 Détermination des valeurs de base du modèle: $\eta_{h \text{ opt M}}$, $Re_{u \text{ opt M}}$ et δ_{ref}

Une série de mesures est réalisée au préalable pour déterminer le rendement hydraulique optimal du modèle $\eta_{h \text{ opt M}}$ à $Re_{u \text{ opt M}}$ (voir par exemple figures 5 à 10). Ces mesures sont exécutées avec un coefficient de cavitation (de Thoma) suffisamment élevé pour éviter un effet de la cavitation sur le rendement.

L'équation (2) de l'article 5 permet de déterminer δ_{ref} , la valeur appropriée de V_{ref} étant prise dans le tableau I (article 7). δ_{ref} fixe la courbe caractéristique de transposition (voir figure 4).

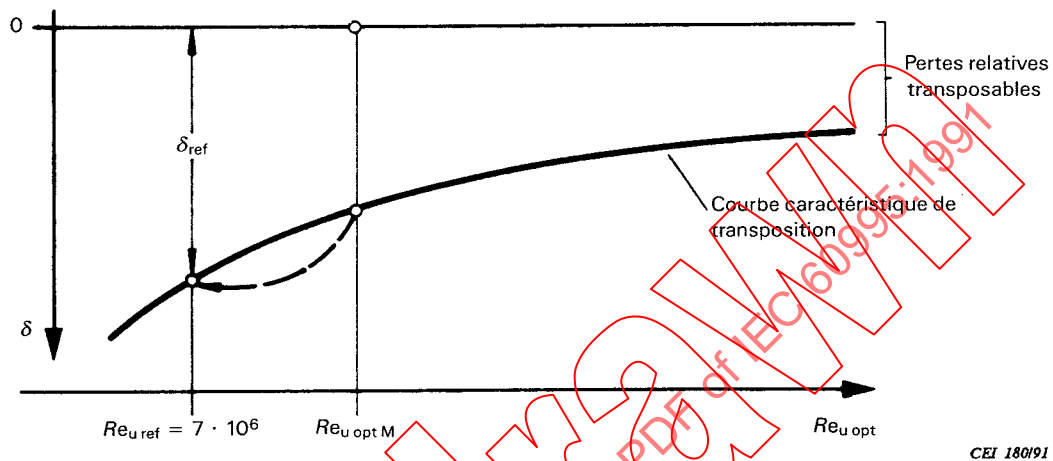


FIG. 4

Aux figures 5 à 10, $R_1 \dots R_8$ représentent des domaines possibles de variation de l'énergie hydraulique massique (correspondant aux domaines de variation de la chute du prototype). Les coefficients de débit et d'énergie ou les valeurs adimensionnelles du débit et de la vitesse peuvent être utilisés en accord avec les définitions du paragraphe A1.2 de l'annexe A.

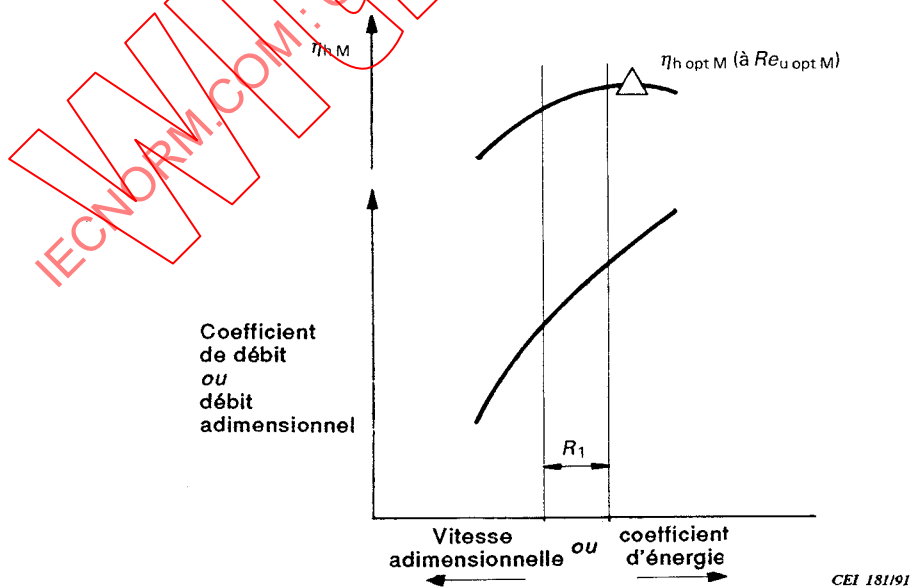


FIG. 5. – Turbine à directrices fixes et pales fixes, par exemple: pompe-turbine mono ou multi-étages à directrices fixes, turbine Francis à directrices fixes.

6.2 Determination of the basic model data: $\eta_{h \text{ opt M}}$, $Re_{u \text{ opt M}}$ and δ_{ref}

A series of tests is first performed to determine the optimum hydraulic efficiency of the model $\eta_{h \text{ opt M}}$ at $Re_{u \text{ opt M}}$ (for examples see Figures 5 to 10). These tests are carried out with a sufficiently high cavitation factor (Thoma's coefficient) to ensure that cavitation does not affect efficiency.

Using equation (2) of Clause 5 and the corresponding value V_{ref} from Table I (Clause 7) δ_{ref} has to be calculated. δ_{ref} defines the scale-up curve (see Figure 4).

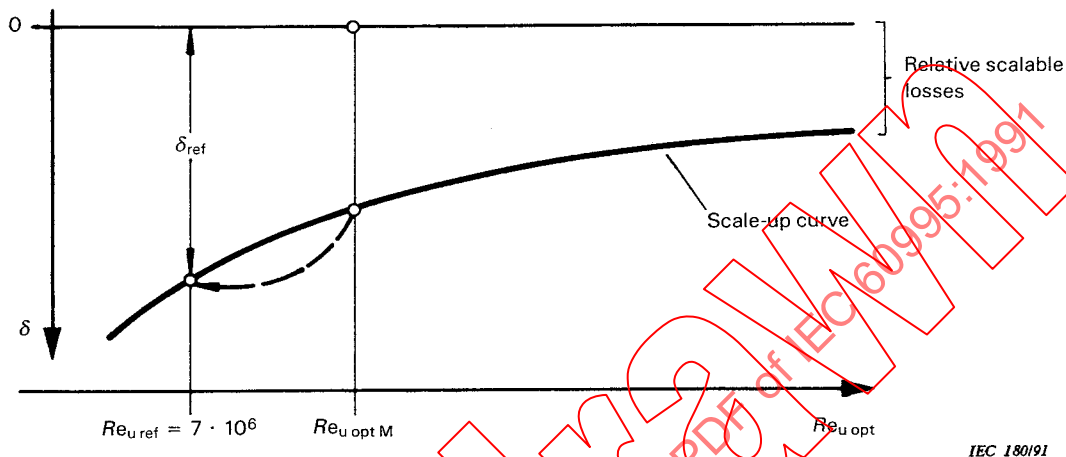


FIG. 4

In Figures 5 to 10 possible ranges of specific hydraulic energy (corresponding to guarantee ranges of prototype head) are indicated by $R_1 \dots R_8$. Flow and energy coefficients respectively discharge and speed parameters may be used according to the definitions in Sub-clause A1.2 of Appendix A.

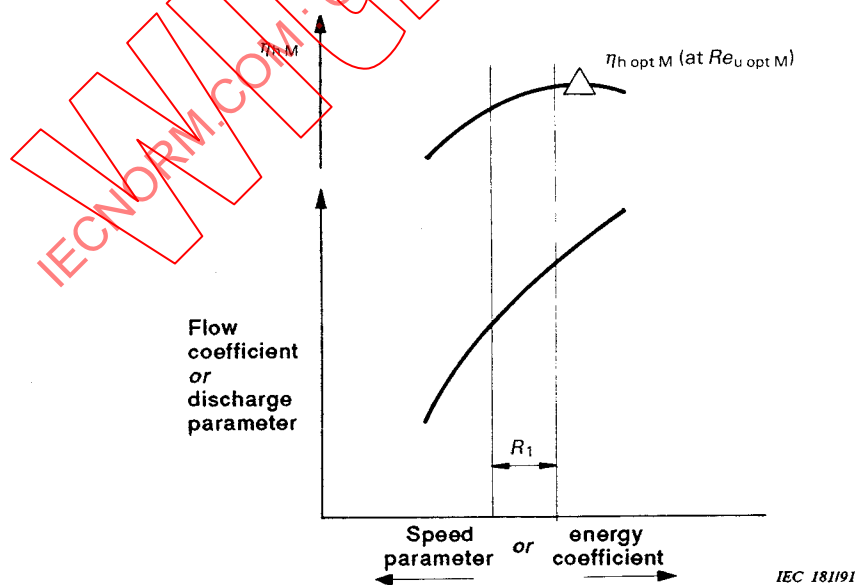


FIG. 5. – Turbine with fixed guide vanes and fixed runner blades, e.g. non-regulated single- or multistage pump-turbine, non-regulated Francis turbine.

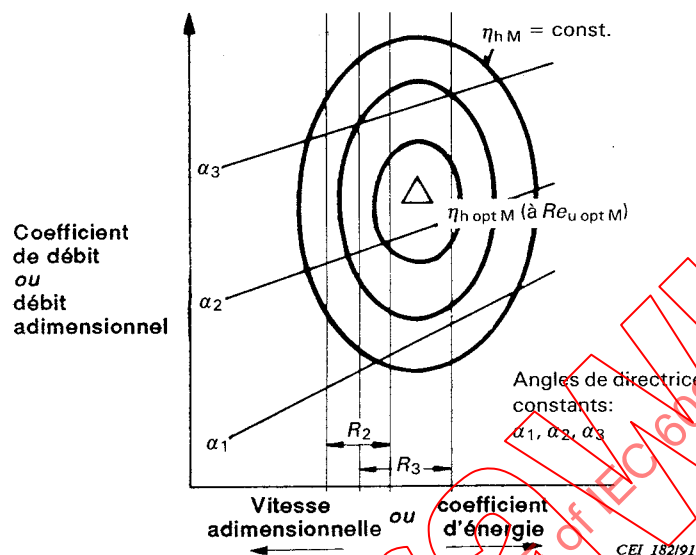


FIG. 6. – Turbine à directrices mobiles et pales fixes (mono ou multi-étages), par exemple: Francis, pompe-turbine à directrices mobiles, turbine hélice.

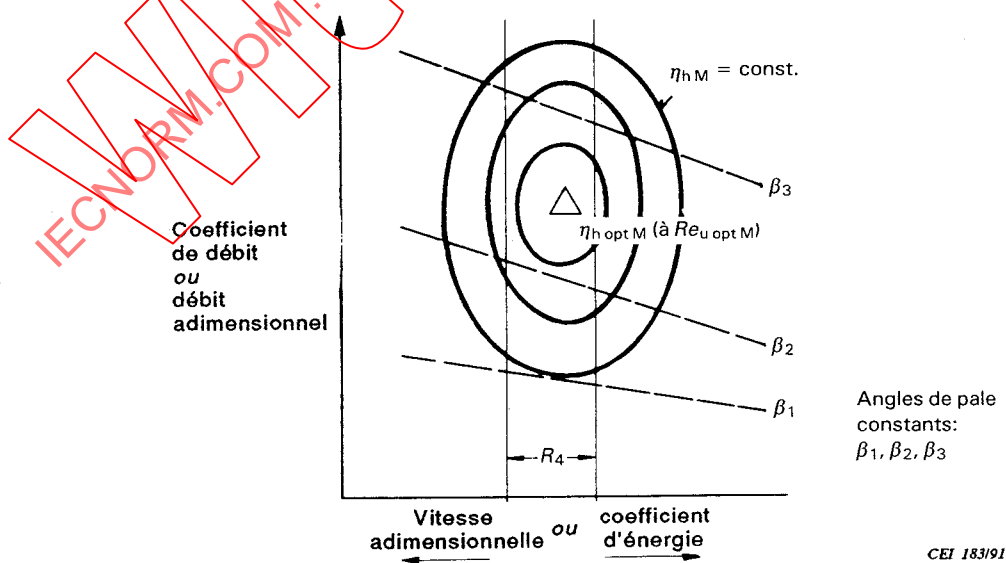


FIG. 7. – Turbine à directrices fixes et pales à angle variable.

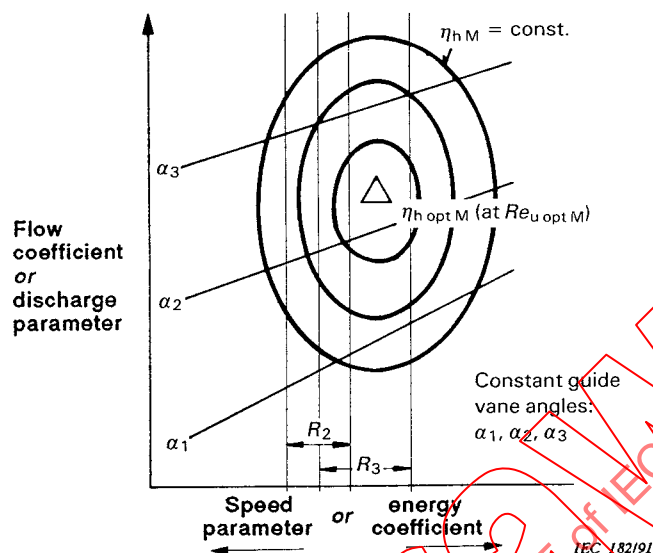


FIG. 6. – Turbine with adjustable guide vanes and fixed runner blades (single- or multistage type), e.g. regulated Francis, regulated pump-turbine, propeller turbine.

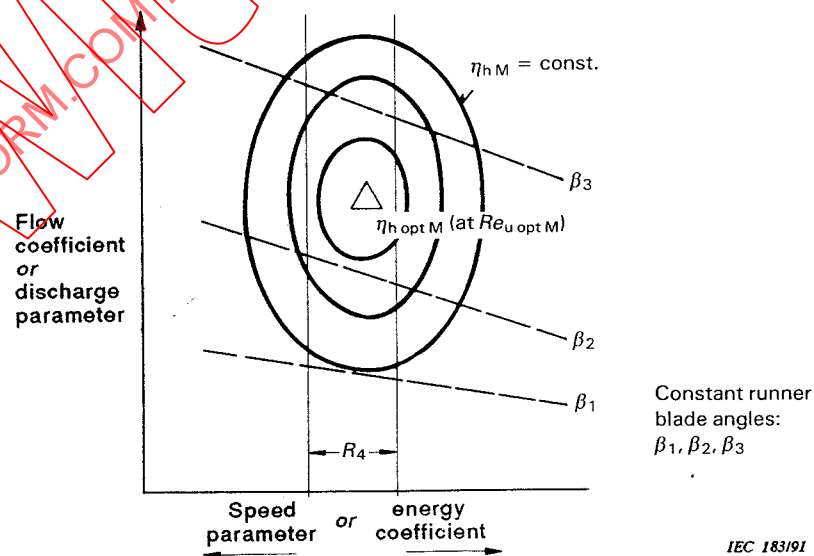


FIG. 7. – Turbine with fixed guide vanes and adjustable runner blades.

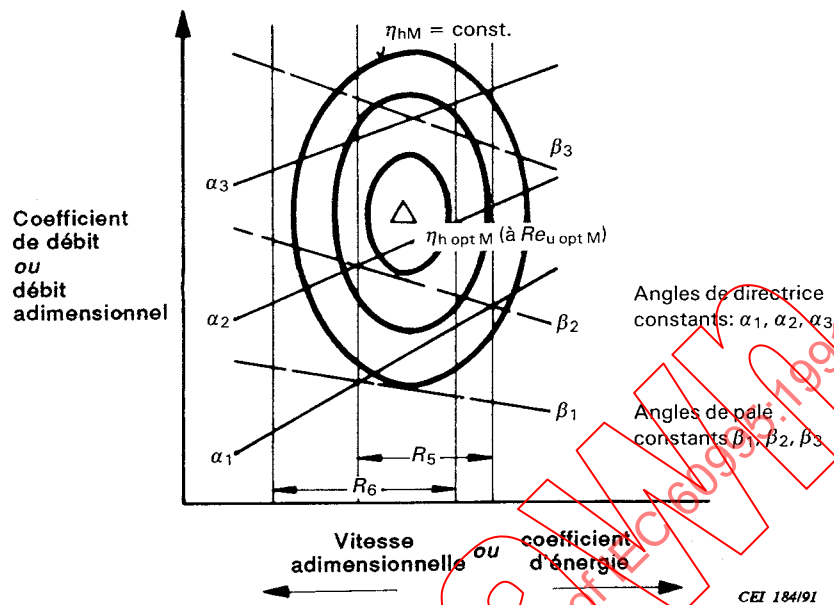


FIG. 8. - Turbine à directrices mobiles et pales à angle variable, par exemple: turbine Kaplan ou Dériaz, bulbe.

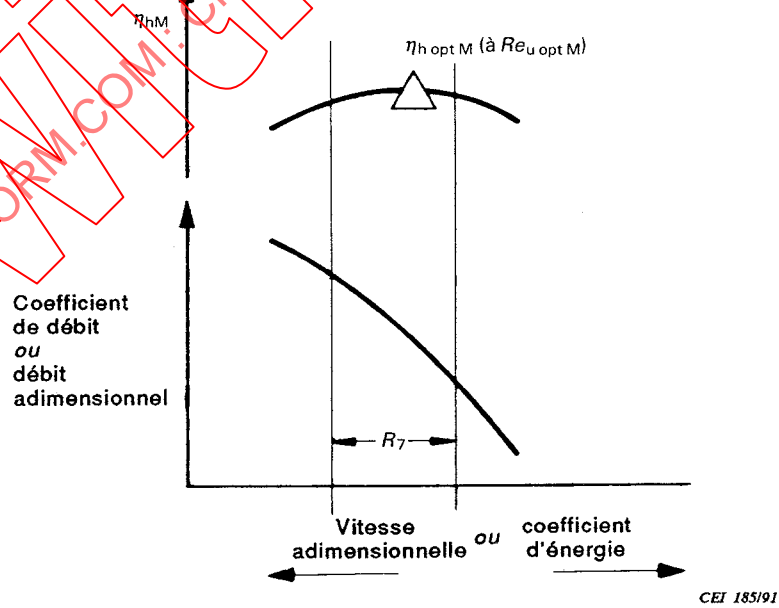


FIG. 9. - Pompe à diffuseur fixe et pales à angle constant, par exemple: pompe-turbine, mono ou multi-étages.

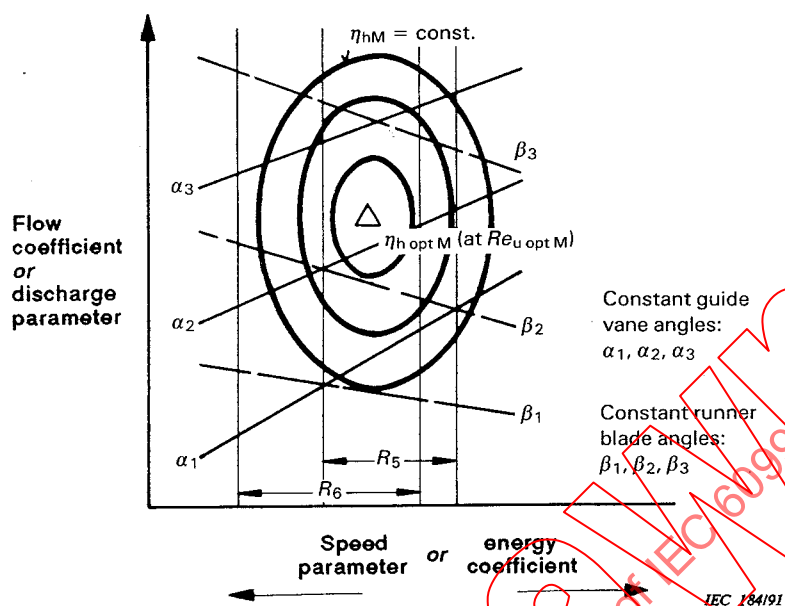


FIG. 8. – Turbine with adjustable guide vanes and adjustable runner blades, e.g. Kaplan or Déríaz turbine, bulb turbine

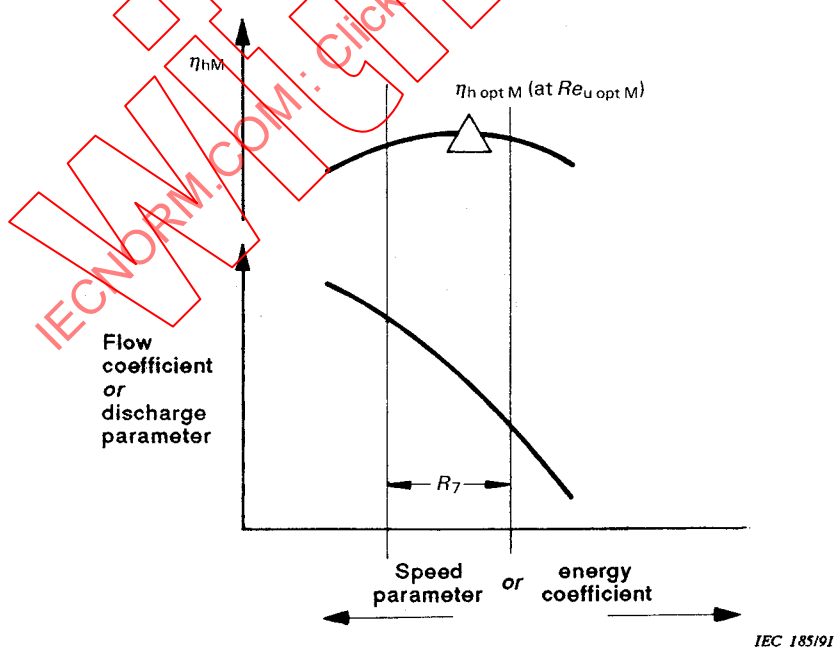


FIG. 9. – Pump with fixed diffuser vanes and fixed impeller blades, e.g. single- or multistage pump or pump-turbine.

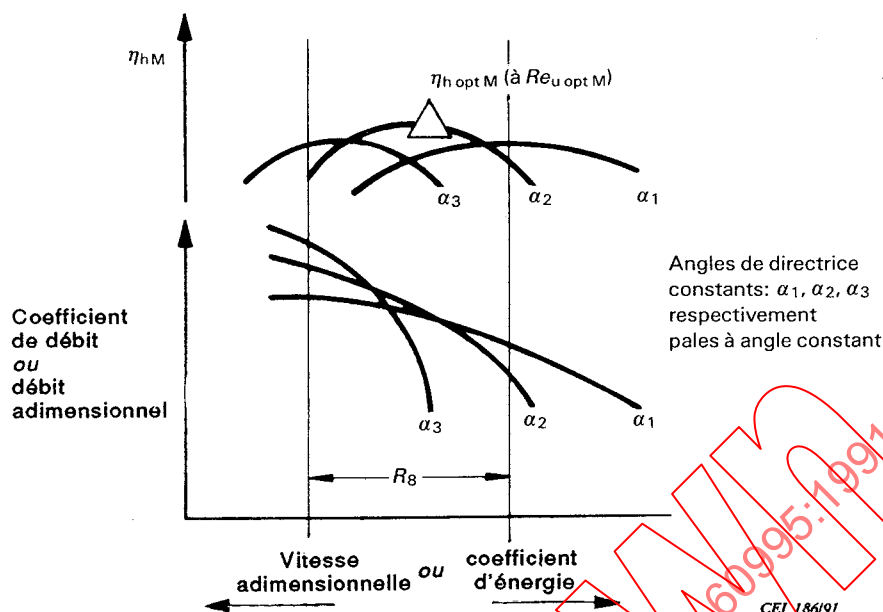


FIG. 10. – Pompe à directrices mobiles et pales à angles fixes, ou pompe à diffuseur fixe et pales à angle variable par exemple: pompe ou pompe-turbine, mono ou multi-étages.

Remarque. – Quand les pales et/ou les directrices sont fixes: $\eta_{h \text{ opt M}}$ est le rendement optimal du modèle essayé avec les mêmes angles que ceux de la machine industrielle.

6.3 Détermination de $\Delta\eta_h$

Dans le domaine de garantie des rendements, le rendement hydraulique du modèle est déterminé avec le coefficient de cavitation du prototype, si possible, ou avec un coefficient de cavitation plus élevé (voir paragraphe 6.2 de la Publication 193 A de la CEI et article 58 de la Publication 497 de la CEI).

Les essais sur modèle ne sont pas nécessairement déterminés avec un nombre de Reynolds constant, la vitesse et/ou la température de l'eau pouvant varier d'une mesure à l'autre.

L'équation (1) de l'article 5 permet de transposer les rendements du modèle $\eta_{h \text{ Mi}}$ mesurés à différents nombres de Reynolds, $Re_{u \text{ Mi}}$, aux conditions de la machine industrielle, soit en une étape (voir paragraphe 6.3.1), soit en deux étapes (voir paragraphe 6.3.2) (i identifie les points de mesure n°s 1, 2, ...).

6.3.1 Transposition en une étape des rendements du modèle aux conditions de la machine industrielle

Les rendements du modèle $\eta_{h \text{ Mi}}$ mesurés à différents nombres de Reynolds $Re_{u \text{ Mi}}$ sont transposés directement aux conditions de la machine industrielle en une seule étape en utilisant la formule suivante (en admettant que Re_{uP} soit constant):

$$\Delta\eta_{hi} = \Delta\eta_{h \text{ Mi} \rightarrow P} = \delta_{\text{ref}} \cdot \left[\left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{u \text{ Mi}}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{uP}} \right)^{0,16} \right] \quad (3)$$

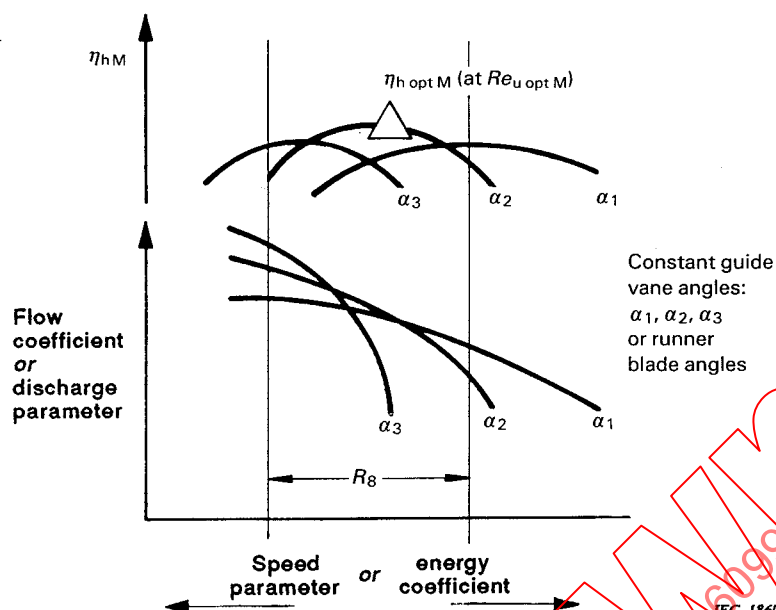


FIG. 10. – Pump with adjustable guide vanes and fixed impeller blades, or fixed diffuser vanes and adjustable impeller blades, e.g. single- or multistage pump or pump-turbine.

Remark. – In the case of fixed runner/impeller blade angles and/or fixed guide/diffuser vane angles, $\eta_{h \text{ opt } M}$ is the optimum efficiency of the model tested with the same configuration of angles as that with which the prototype will be operated.

6.3 Determination of $\Delta\eta_h$

Within the range of guaranteed efficiencies, the hydraulic model efficiency is determined at the plant cavitation factor when this procedure is possible or at a higher cavitation factor (see Sub-clause 6.2 of IEC Publication 193 A and Clause 58 of IEC Publication 497).

Sometimes the model tests are not carried out at constant Reynolds number, as the speed and/or water temperature may change between measurements.

By applying equation (1) of Clause 5, the model efficiencies $\eta_{h \text{ Mi}}$ measured at different Reynolds numbers $Re_{u \text{ Mi}}$ may be scaled up to prototype conditions either in one step (see Sub-clause 6.3.1) or in two steps (see Sub-clause 6.3.2) (i denotes test points Nos. 1, 2, ...).

6.3.1 Scaling-up model efficiencies to prototype conditions in one step

Model efficiencies $\eta_{h \text{ Mi}}$ measured at different Reynolds numbers $Re_{u \text{ Mi}}$ are scaled up directly to prototype conditions in one step with the following formula (assuming Re_{uP} being constant):

$$\Delta\eta_{hi} = \Delta\eta_{h \text{ Mi} \rightarrow P} = \delta_{\text{ref}} \cdot \left[\left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{u \text{ Mi}}} \right)^{0.16} - \left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{uP}} \right)^{0.16} \right] \quad (3)$$

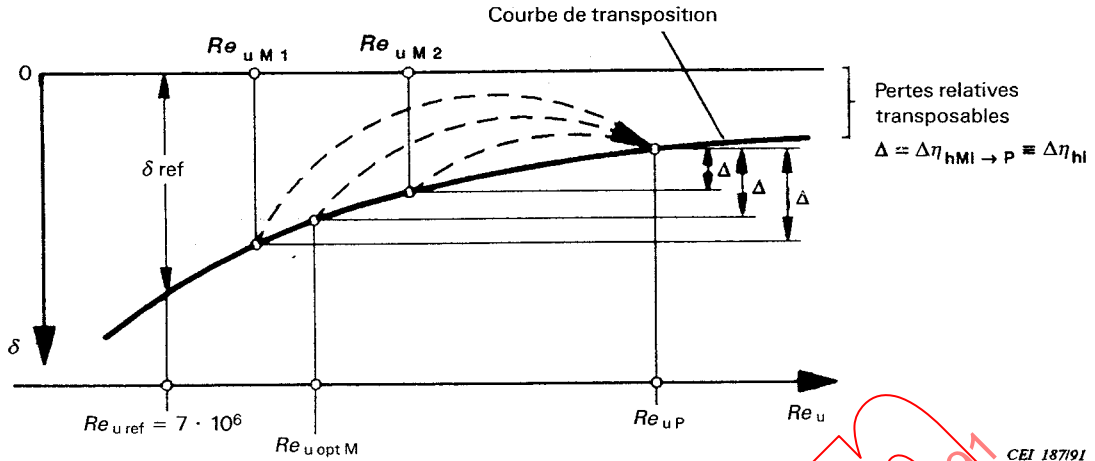


FIG. 11

Dans ce cas, $\Delta\eta_{hi}$ doit être déterminé pour chaque valeur de $Re_{u Mi}$ (figure 11).

6.3.2 Transposition en deux étapes des rendements du modèle aux conditions de la machine industrielle

6.3.2.1 Transposition des rendements du modèle à un nombre constant de Reynolds $Re_{u M^*}$ (première étape)

Les rendements du modèle $\eta_{h Mi}$, mesurés à des nombres de Reynolds $Re_{u Mi}$ différents, sont transposés à une valeur constante $Re_{u M^*}$ choisie de préférence dans le domaine de variation des $Re_{u Mi}$ (voir figure 12) en utilisant la relation suivante:

$$\Delta\eta_{h Mi \rightarrow M^*} = \delta_{ref} \cdot \left[\left(\frac{Re_{u ref}}{Re_{u Mi}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{u ref}}{Re_{u M^*}} \right)^{0,16} \right] \quad (4)$$

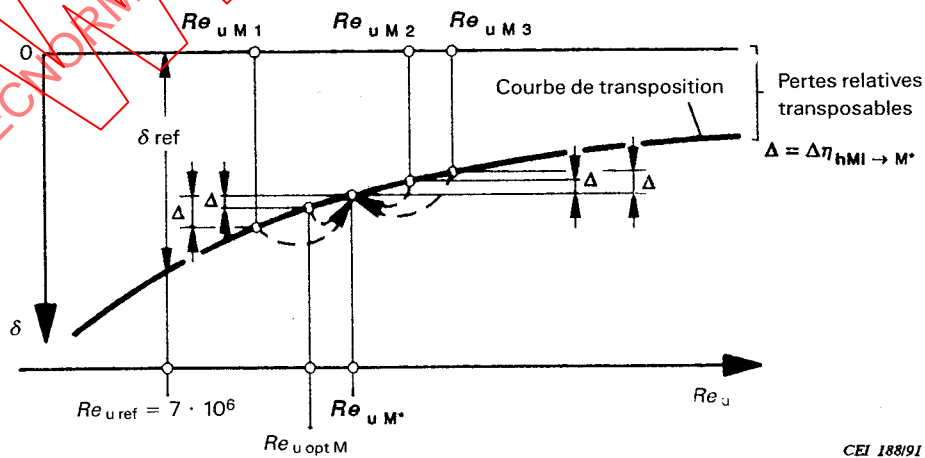


FIG. 12

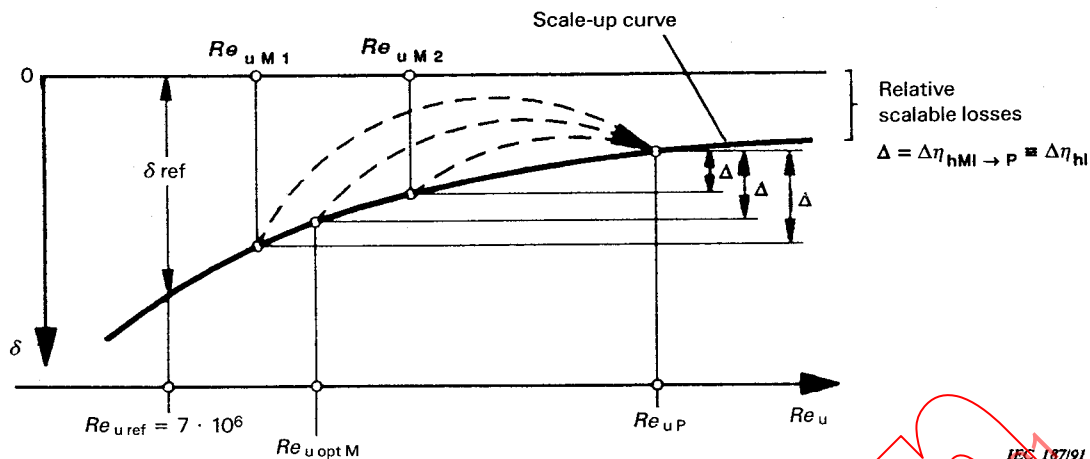


FIG. 11

In this case, $\Delta\eta_{hi}$ has to be calculated for each $Re_{u Mi}$ (figure 11).

6.3.2 Scaling-up model efficiencies to prototype conditions in two steps

6.3.2.1 Transferring model efficiencies to a constant Reynolds number $Re_{u M^*}$ (first step)

The model efficiencies $\eta_{h Mi}$ measured at different Reynolds numbers $Re_{u Mi}$ are transformed to a constant value $Re_{u M^*}$ preferably fixed in the range of $Re_{u Mi}$ (see figure 12) by using the following formula:

$$\Delta\eta_{h Mi \rightarrow M^*} = \delta_{ref} \cdot \left[\left(\frac{Re_{u ref}}{Re_{u Mi}} \right)^{0.16} - \left(\frac{Re_{u ref}}{Re_{u M^*}} \right)^{0.16} \right] \quad (4)$$

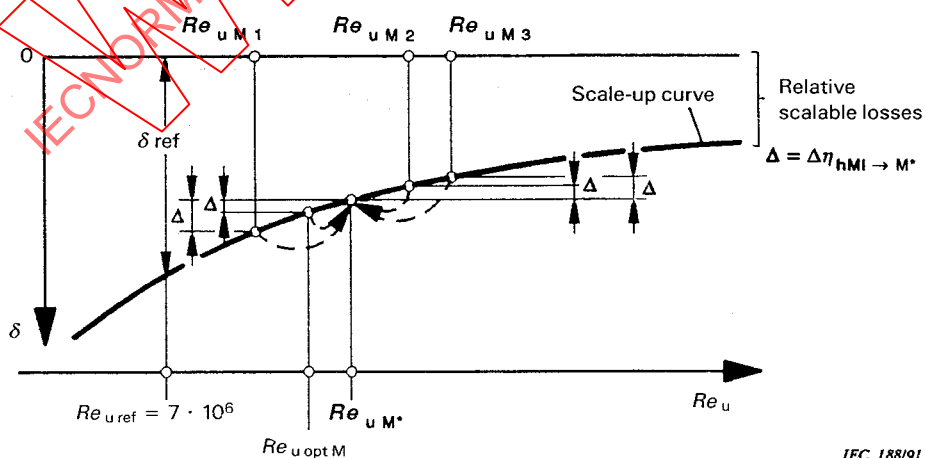


FIG. 12

6.3.2.2 Transposition des valeurs réduites du rendement du modèle aux conditions de la machine industrielle (deuxième étape)

La relation suivante permet la transposition à l'échelle du nombre de Reynolds industriel Re_{uP} des rendements du modèle η_{hM^*} , déjà réduits au nombre de Reynolds constant Re_{uM^*} .

$$\Delta\eta_{hM^* \rightarrow P} = \delta_{ref} \cdot \left[\left(\frac{Re_{u ref}}{Re_{uM^*}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{u ref}}{Re_{uP}} \right)^{0,16} \right] \quad (5)$$

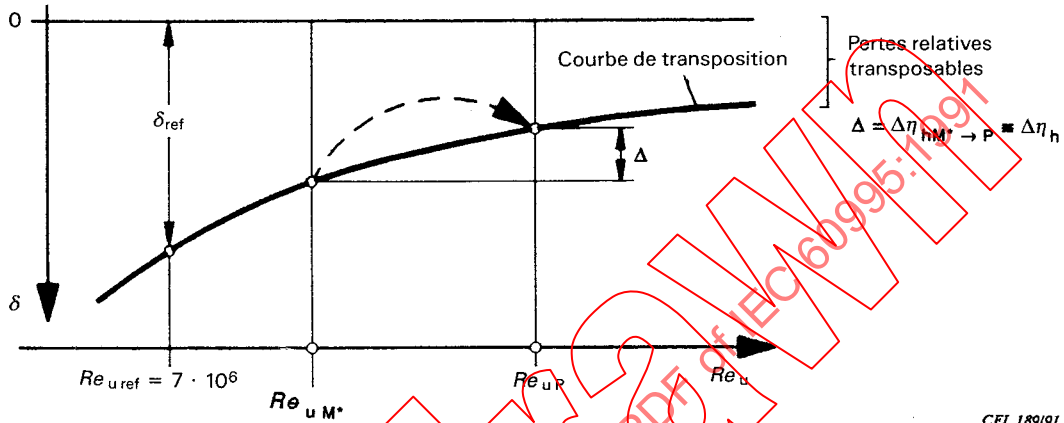


FIG. 13

Dans ce cas, $\Delta\eta_h$ est une valeur constante dans le domaine de garantie du rendement (en admettant que Re_{uP} soit constant).

6.4 Utilisation de la formule générale dans des conditions d'essai particulières

6.4.1 Essai sur modèle à vitesse de rotation constante

Si, dans le domaine de garantie du rendement, l'essai sur modèle est conduit à vitesse de rotation constante n_M , et si la température de l'eau est constante, l'augmentation de rendement peut être calculée par la formule (5) du paragraphe 6.3.2.2 avec $Re_{uMi} = Re_{uM^*} = \text{constant}$. L'accroissement de rendement $\Delta\eta_h$ ainsi déterminé est constant.

6.4.2 Essai sur modèle à énergie hydraulique massique (chute) constante

Quand les essais sur modèle sont conduits à énergie hydraulique massique constante E_M dans le domaine de garantie du rendement, la vitesse de rotation n_M et le nombre de Reynolds Re_{uM} varient avec l'énergie hydraulique massique requise ou la chute requise conformément aux relations:

$$Re_{uMi} \sim n_{Mi} \sim (\text{coefficient d'énergie})^{-1/2} \sim \text{vitesse adimensionnelle}$$

(voir annexe A, paragraphe A1.2 en admettant que $E_M = \text{constante}$).

La majoration de rendement varie donc avec la vitesse de rotation et doit être déterminée conformément à l'un des paragraphes 6.3.1 ou 6.3.2.

6.3.2.2 Scaling-up transferred model efficiencies to prototype conditions (second step)

Scaling-up the model efficiencies η_{hM^*} already referred to the constant Reynolds number Re_{uM^*} to prototype Reynolds number Re_{uP} the following formula applies:

$$\Delta\eta_{hM^* \rightarrow P} = \delta_{ref} \cdot \left[\left(\frac{Re_{uref}}{Re_{uM^*}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{uref}}{Re_{uP}} \right)^{0,16} \right] \quad (5)$$

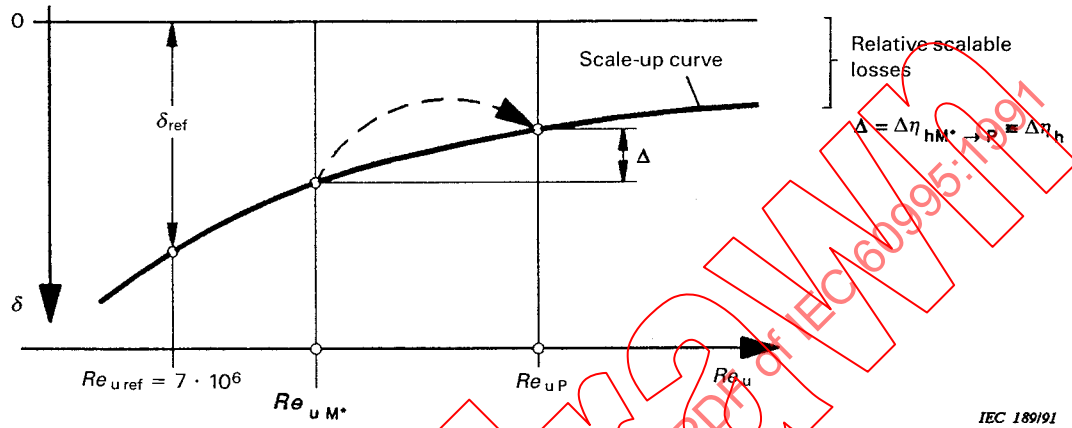


FIG. 13

In this case, $\Delta\eta_h$ is a constant value within the range of guaranteed efficiencies (assuming Re_{uP} being constant).

6.4 Application of the general formula for special testing conditions

6.4.1 Model tests at constant rotational speed

If the model tests in the range of guaranteed efficiencies are carried out at constant rotational speed n_M and if the water temperature is constant, the efficiency increase can be calculated according to formula (5) in Sub-clause 6.3.2.2 with $Re_{uMi} = Re_{uM^*} = \text{const}$. The resulting efficiency increase $\Delta\eta_h$ is a constant value.

6.4.2 Model tests at constant specific hydraulic energy (constant head)

If the model tests in the range of guaranteed efficiencies are carried out at constant specific hydraulic energy E_M , the rotational speed n_M and the Reynolds number Re_{uM} vary over the guaranteed range of specific hydraulic energy (head) of the prototype according to the relationships:

$$Re_{uMi} \sim n_{Mi} \sim (\text{Energy coefficient})^{-1/2} \sim \text{speed parameter}$$

(see Sub-clause A1.2 of Appendix A, assuming $E_M = \text{constant}$).

Therefore, the efficiency increase becomes dependent on the varying rotational test speed and the procedure according to either Sub-clause 6.3.1 or Sub-clause 6.3.2 has to be applied.

7. Valeur des coefficients de répartition des pertes V_{ref}

Les valeurs de V_{ref} figurant dans le tableau I sont associées à $Re_{u ref} = 7 \cdot 10^6$.

TABLEAU I

Type de machines	V_{ref}
<i>Turbines</i>	
Turbine radiale (Francis)	0,7
Turbine axiale ou diagonale (Kaplan, tubulaire ¹⁾ et Dériaz) à angle de pales variable et angle de directrice fixe ou mobile	0,8
Turbine axiale ou diagonale à angle de pales fixe (turbine hélice)	0,7
Turbine à action (Pelton) ²⁾	—
<i>Pompes</i>	
Pompe radiale (mono ou multi-étages)	0,6
Pompe axiale ou diagonale	0,6
<i>Pompes-turbines</i>	
Pompe-turbine radiale (mono ou multi-étages) fonctionnant <i>comme turbine</i>	0,7
Pompe-turbine radiale (mono ou multi-étages) fonctionnant <i>comme pompe</i>	0,6
Pompe-turbine axiale ou diagonale à angle de pales variable, fonctionnant <i>comme turbine</i>	0,8
Pompe-turbine axiale ou diagonale à angle de pales variable, fonctionnant <i>comme pompe</i>	0,6
Pompe-turbine axiale ou diagonale à angle de pales fixe, fonctionnant <i>comme turbine</i>	0,7
Pompe-turbine axiale ou diagonale à angle de pales fixe, fonctionnant <i>comme pompe</i>	0,6

¹⁾ Le terme «turbine tubulaire» comprend les turbines bulbe, les turbines à puits, les turbines à alternateur en couronne et les turbines S.

²⁾ Avec les turbines à action, plusieurs constructeurs ont constaté des effets d'échelle qui dépendent essentiellement des nombres de Froude, de Reynolds et de Weber (voir Annexe C, Référence [7]). Cependant, puisque de telles influences ne sont pas encore suffisamment étudiées et qu'une justification théorique manque, il n'est pas possible d'indiquer une méthode de calcul ayant fait ses preuves.

Les valeurs indiquées de V_{ref} sont des moyennes déduites d'essais effectués sur des modèles hydrauliquement lisses en faisant varier Re_{uM} . Ces valeurs sont d'ailleurs en accord avec les informations déduites de la comparaison des rendements mesurés sur le site avec ceux d'essais sur des modèles homologues et sont utilisables quand les conditions exposées au paragraphe 1.2 et au paragraphe A1.2 de l'annexe A sont remplies.

Pour des machines hydrauliques d'un dessin particulier (par exemple machine à double flux, turbine Francis à aubes auxiliaires, turbine axiale à ceinture tournante), des formules de transposition à l'échelle utilisant d'autres valeurs de V_{ref} et de l'exposant du rapport Re_{uM}/Re_{uP} , basées sur l'analyse des pertes individuelles et sur l'expérience, peuvent être utilisées d'un commun accord.

7. Values for loss distribution coefficients V_{ref}

The V_{ref} values listed in Table I are referred to $Re_{u \text{ ref}} = 7 \cdot 10^6$.

TABLE I

Type of machine	V_{ref}
<i>Turbines</i>	
Radial turbine (Francis)	0,7
Axial or diagonal turbine (Kaplan, tubular ¹⁾ and Dériaz) with adjustable runner blades and adjustable or fixed guide vanes	0,8
Axial or diagonal turbine with fixed runner blades (propeller turbine)	0,7
Impulse turbine (Pelton) ²⁾	—
<i>Storage pumps</i>	
Radial storage pumps (single-stage or multistage)	0,6
Axial or diagonal storage pump	0,6
<i>Pump-turbines</i>	
Radial pump-turbine (single-stage or multi-stage) operating <i>as turbine</i>	0,7
Radial pump-turbine (single-stage or multi-stage) operating <i>as pump</i>	0,6
Axial or diagonal pump-turbine with adjustable runner blades operating <i>as turbine</i>	0,8
Axial or diagonal pump-turbine with adjustable runner blades operating <i>as pump</i>	0,6
Axial or diagonal pump-turbine with fixed runner blades operating <i>as turbine</i>	0,7
Axial or diagonal pump-turbine with fixed runner blades operating <i>as pump</i>	0,6

¹⁾ The term “tubular turbines” includes bulb, pit, rim generator and S-type units.

²⁾ Experience of different manufacturers has shown scale effects on impulse turbines to be influenced mainly by Froude, Reynolds and Weber numbers (see Appendix C, Reference [7]). However, since these effects are not yet sufficiently analyzed and no theoretical approach exists it is not possible to indicate a proven procedure of calculation.

The listed V_{ref} values are averages derived from tests with hydraulically smooth models where Re_{uM} was varied. Moreover, these values correspond to the information obtained from the comparison of efficiencies measured during site tests with those from tests with homologous models and are applicable if the basic assumptions according to Sub-clause 1.2 and Sub-clause A1.2 of Appendix A, are satisfied.

For hydraulic machines of special design (e.g. double flow machines, Francis turbines with splitter vanes, outer rim turbines) scaling-up formulae with other V_{ref} -values and other values of the exponent of ratio Re_{uM}/Re_{uP} based on individual loss considerations and on experience may be applied after mutual agreement.

SECTION QUATRE – CARACTÉRISTIQUES DE FONCTIONNEMENT DU PROTOTYPE

8. Calcul des caractéristiques de fonctionnement du prototype

Les relations suivantes s'appliquent à la transposition à l'échelle de la machine industrielle, des caractéristiques hydrauliques du fonctionnement du modèle pour des conditions en similitude hydrodynamique.

En appliquant les méthodes de mesure décrites dans les Publications 193 et 497 de la CEI, des valeurs absolues du modèle résultent pour chaque point de mesure i , parmi d'autres: Q_{iM} , E_{iM} , P_{iM} , η_{hM} , η_{iM} , Re_{uM} , etc.

Avec d'autres valeurs absolues du modèle et du prototype comme: D , g , ρ , η_p , les valeurs correspondantes des caractéristiques hydrauliques du prototype peuvent être calculées.

Le rapport D_M/D_P définit le rapport géométrique (ou l'échelle du modèle) qui est exprimé préférablement par les diamètres de référence nominaux (ou – exceptionnellement – par d'autres dimensions bien définies du modèle et prototype).

Note. – A cause des tolérances de fabrication, les dimensions effectives peuvent dévier par rapport aux valeurs nominales.

8.1 Formules de transpositions

Par mesure de simplification, l'indice i qui se rapporte au point de mesure i ne s'écrit plus.

D'autres formules de transposition utilisant des coefficients adimensionnels (voir paragraphe A1.2) peuvent être utilisées si toutes les parties contractantes sont d'accord.

8.1.1 Débit

$$Q_{1P} = Q_{1M} \cdot \frac{n_P}{n_M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 = Q_{1M} \cdot \left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 = Q_{1M} \cdot \left(\frac{H_P \cdot g_P}{H_M \cdot g_M}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2$$

Q_1 est défini à la figure 3, page 18, voir aussi paragraphe A3.3.2.

8.1.2 Energie hydraulique massique (ou chute)

$$E_P = E_M \cdot \left(\frac{n_P \cdot D_P}{n_M \cdot D_M}\right)^2 \quad \text{ou} \quad H_P = H_M \cdot \frac{g_M}{g_P} \cdot \left(\frac{n_P \cdot D_P}{n_M \cdot D_M}\right)^2$$

8.1.3 Transposition du rendement et de la puissance

Le processus et les formules qui sont à utiliser dépendent de la méthode utilisée pour transposer les rendements du modèle (en admettant que la valeur δ_{ref} ait été déterminée selon le paragraphe 6.2):

- *en une étape*: les valeurs absolues du modèle sont directement transposées aux conditions de la machine industrielle, ou
- *en deux étapes*: les valeurs absolues du modèle sont d'abord transposées à une valeur constante du nombre de Reynolds Re_{uM^*} et ensuite transposées aux conditions de la machine industrielle.

SECTION FOUR – PROTOTYPE PERFORMANCE

8. Calculation of prototype performance

The following formulae concern the conversion of the hydraulic performance data from model to prototype for hydraulically similar operating conditions.

Using the measurements methods described in IEC Publications 193 and 497, absolute model test data for each test point i result, such as: $Q_{1\text{ Mi}}, E_{\text{Mi}}, P_{\text{m Mi}}, \eta_{\text{h Mi}}, n_{\text{Mi}}, Re_{\text{u Mi}}$, etc.

With additional absolute data of model and prototype such as: D, g, ρ, n_p , the corresponding prototype performance data can be calculated.

D_M/D_P denotes the scale ratio (or model scale) which is preferably expressed by the nominal reference diameters (or exceptionally any other well defined dimension of model and prototype).

Note. – Due to manufacturing tolerances the effective dimension can be different from the nominal one.

8.1 Conversion formulae

For sake of simplicity the subscript i referring to test point i has been deleted.

Other conversion formulae using dimensionless coefficients or parameters (see Clause A1.2) may be applied if agreed to by the contracting parties.

8.1.1 Discharge

$$Q_{1P} = Q_{1M} \cdot \frac{n_p}{n_M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^3 = Q_{1M} \cdot \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 = Q_{1M} \cdot \left(\frac{H_P \cdot g_P}{H_M \cdot g_M} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2$$

Q_1 is defined in Figure 3, page 19, see also Sub-clause A3.3.2.

8.1.2 Specific hydraulic energy (or head)

$$E_P = E_M \cdot \left(\frac{n_p \cdot D_P}{n_M \cdot D_M} \right)^2 \quad \text{or} \quad H_P = H_M \cdot \frac{g_M}{g_P} \cdot \left(\frac{n_p \cdot D_P}{n_M \cdot D_M} \right)^2$$

8.1.3 Efficiency scale-up and power

The procedure and the formulae to be used depend on the scaling-up procedure (assuming δ_{ref} established according to Sub-clause 6.2):

- *either in one step:* i.e. the resulting absolute model data are directly transferred to prototype conditions,
- *or in two steps:* i.e. the resulting absolute model data are first related to a constant Reynolds number $Re_{\text{u M}^*}$ and then transferred to prototype conditions.

8.1.3.1 *Transposition du rendement en une étape*

Calcul de:	avec les valeurs:	avec la formule:
$\Delta\eta_h$	$\delta_{ref}, Re_{uM}, Re_{uP}$	(3), paragraphe 6.3.1
η_{hP}	$\Delta\eta_h, \eta_{hM}$	du paragraphe 4.23
P_{mP}	$\eta_{hP}, P_{mM}, \eta_{hM}$	du paragraphe 8.1.3.3

8.1.3.2 *Transposition du rendement en deux étapes*

Calcul de:	avec les valeurs:	avec la formule:
<i>première étape:</i>		
$\Delta\eta_{hM \rightarrow M^*}$	$\delta_{ref}, Re_{uM}, Re_{uM^*}$	(4), paragraphe 6.3.2.1
η_{hM^*}	$\Delta\eta_{hM \rightarrow M^*}, \eta_{hM}$	du paragraphe 4.23
P_{mM^*} (au lieu de P_{mP})	$P_{mM}, \eta_{hM}, \eta_{hM^*}$ (au lieu de η_{hP})	du paragraphe 8.1.3.3
<i>deuxième étape:</i>		
$\Delta\eta_{hM^* \rightarrow P}$	$\delta_{ref}, Re_{uM^*}, Re_{uP}$	(5), paragraphe 6.3.2.2
η_{hP}	$\Delta\eta_{hM^* \rightarrow P}, \eta_{hM^*}$	du paragraphe 4.23
P_{mP}	$P_{mM^*}, \eta_{hP}, \eta_{hM^*}$ (au lieu de η_{hM})	du paragraphe 8.1.3.3

8.1.3.3 *Formules pour la transposition de la puissance*

Pour le fonctionnement en pompe:

$$\begin{aligned}
 P_{mP} &= P_{mM} \cdot \frac{Q_{1P}}{Q_{1M}} \cdot \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \cdot \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} \\
 &= P_{mM} \cdot \frac{Q_{1P}}{Q_{1M}} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \cdot \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{3/2} \cdot \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} \\
 &= P_{mM} \cdot \frac{Q_{1P}}{Q_{1M}} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \cdot \left(\frac{H_P \cdot g_P}{H_M \cdot g_M} \right)^{3/2} \cdot \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}}
 \end{aligned}$$

Pour le fonctionnement en turbine:

$$\begin{aligned}
 P_{mP} &= P_{mM} \cdot \frac{Q_{1P}}{Q_{1M}} \cdot \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \cdot \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} \\
 &= P_{mM} \cdot \frac{Q_{1P}}{Q_{1M}} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \cdot \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{3/2} \cdot \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} \\
 &= P_{mM} \cdot \frac{Q_{1P}}{Q_{1M}} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \cdot \left(\frac{H_P \cdot g_P}{H_M \cdot g_M} \right)^{3/2} \cdot \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}
 \end{aligned}$$

P_m est défini à la figure 3, page 18, voir aussi paragraphe A3.3.1.

8.1.3.1 Efficiency scale-up in one step

Calculation of:	with values:	by means of equation:
$\Delta\eta_h$	$\delta_{ref}, Re_{uM}, Re_{uP}$	(3), Sub-clause 6.3.1
η_{hP}	$\Delta\eta_h, \eta_{hM}$	Sub-clause 4.23
P_{mP}	$\eta_{hP}, P_{mM}, \eta_{hM}$	Sub-clause 8.1.3.3

8.1.3.2 Efficiency scale-up in two steps

Calculation of:	with values:	by means of equation:
<i>first step:</i>		
$\Delta\eta_{hM \rightarrow M^*}$	$\delta_{ref}, Re_{uM}, Re_{uM^*}$	(4), Sub-clause 6.3.2.1
η_{hM^*}	$\Delta\eta_{hM \rightarrow M^*}, \eta_{hM}$	Sub-clause 4.23
P_{mM^*} (instead of P_{mP})	$P_{mM}, \eta_{hM}, \eta_{hM^*}$ (instead of η_{hP})	Sub-clause 8.1.3.3
<i>second step:</i>		
$\Delta\eta_{hM^* \rightarrow P}$	$\delta_{ref}, Re_{uM^*}, Re_{uP}$	(5), Sub-clause 6.3.2.2
η_{hP}	$\Delta\eta_{hM^* \rightarrow P}, \eta_{hM^*}$	Sub-clause 4.23
P_{mP}	$P_{mM^*}, \eta_{hP}, \eta_{hM^*}$ (instead of η_{hM})	Sub-clause 8.1.3.3

8.1.3.3 Formulae for conversion of power

For pump operation:

$$\begin{aligned}
 P_{mP} &= P_{mM} \cdot \frac{Q_{IP}}{Q_{IM}} \cdot \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \cdot \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} \\
 &= P_{mM} \cdot \frac{Q_{IP}}{Q_{IM}} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \cdot \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{3/2} \cdot \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} \\
 &= P_{mM} \cdot \frac{Q_{IP}}{Q_{IM}} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \cdot \left(\frac{H_P \cdot g_P}{H_M \cdot g_M} \right)^{3/2} \cdot \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}}
 \end{aligned}$$

For turbine operation:

$$\begin{aligned}
 P_{mP} &= P_{mM} \cdot \frac{Q_{IP}}{Q_{IM}} \cdot \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \cdot \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} \\
 &= P_{mM} \cdot \frac{Q_{IP}}{Q_{IM}} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \cdot \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{3/2} \cdot \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} \\
 &= P_{mM} \cdot \frac{Q_{IP}}{Q_{IM}} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \cdot \left(\frac{H_P \cdot g_P}{H_M \cdot g_M} \right)^{3/2} \cdot \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}
 \end{aligned}$$

P_m is defined in Figure 3, page 19, see also Sub-clause A3.3.1.

8.1.3.4 Déplacement des courbes caractéristiques

Les essais sur prototype font parfois apparaître un déplacement des courbes $Q_{1P}=f(E_P)$ et, par conséquent, des courbes $P_{mP}=f(E_P)$ comparé avec les courbes correspondantes du modèle. Comme les résultats disponibles ne révèlent aucune tendance déterminée pour la transposition du débit ou de l'énergie hydraulique massique (ou chute), il a été admis que seuls le rendement et la puissance (par suite de la majoration du rendement) étaient affectés par un effet d'échelle¹⁾.

Quelques mesurages, se rapportant à des turbines axiales fonctionnant sous faible énergie hydraulique massique loin du point de rendement optimal, mettent en évidence une puissance légèrement plus élevée que celle qui est calculée avec cette norme. La connaissance de cet effet doit être approfondie.

¹⁾ Le déplacement des courbes $Q_{1P}=f(E_P)$ doit être considéré dans l'estimation de la puissance mécanique maximale de la pompe. Une approche possible est proposée dans la norme industrielle japonaise JIS B 8104 par la formule

$$P_{mP} = P_{mM} \cdot \frac{Q_{1P}}{Q_{1M}} \cdot \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5$$

basée sur l'expérience.

8.1.3.4 *Shifting effects on performance curves*

Sometimes tests on prototypes show shifting effects on $Q_{IP} = f(E_P)$ curves and consequently on $P_{mP} = f(E_P)$ curves, compared to corresponding model curves. Since available data for scaling-up of discharge and specific hydraulic energy (or head) do not show consistent trends, it has been assumed that only efficiency and power (due to efficiency increase) are influenced by scale effect phenomena¹⁾.

In the case of axial turbines operating under low specific hydraulic energy far away from best efficiency point, some measurements show a power somewhat greater than that calculated by using this standard. This effect has to be further investigated.

¹⁾ Shifting effects on $Q_{IP} = f(E_P)$ have to be taken into account in determining the maximum mechanical power of the pump. A possible approach is given in the Japanese Industrial Standard JIS B 8104 applying the formula

$$P_{mP} = P_{mM} \cdot \frac{Q_{IP}}{Q_{IM}} \cdot \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5$$

which is based on experience.

ANNEXE A

COMMENTAIRES ADDITIONNELS

A1. Explications

A1.1 Similitude géométrique

Les exigences de similitude géométrique sont satisfaites quand les écarts entre le modèle (supposé hydrauliquement lisse) et le prototype (y compris le jeu des labyrinthes¹⁾ et la rugosité de surface du prototype) restent dans les limites fixées par la Publication 193 de la CEI et sa modification n° 1 (pour les turbines) et par la Publication 497 de la CEI (pour les pompes).

A1.2 Similitude hydrodynamique

La similitude de fonctionnement hydrodynamique est assurée par l'égalité simultanée:

– soit des coefficients de débit $\left(\frac{Q_1}{n \cdot D^3}\right)_A = \left(\frac{Q_1}{n \cdot D^3}\right)_B$

et

des coefficients d'énergie $\left(\frac{E}{(n \cdot D)^2}\right)_A = \left(\frac{E}{(n \cdot D)^2}\right)_B$

ou

– soit des débits adimensionnels $\left(\frac{Q_1}{E^{1/2} \cdot D^2}\right)_A = \left(\frac{Q_1}{E^{1/2} \cdot D^2}\right)_B$

et

des vitesses adimensionnelles $\left(\frac{n \cdot D}{E^{1/2}}\right)_A = \left(\frac{n \cdot D}{E^{1/2}}\right)_B$

A1.3 Pertes relatives transposables

Les pertes relatives transposables δ sont inversement proportionnelles à la puissance 0,16 du rapport des nombres de Reynolds.

A1.4 Coefficient de répartition des pertes V_{ref}

Le coefficient de répartition des pertes V_{ref} , rapport des pertes relatives transposables δ aux pertes relatives totales $(1 - \eta_h)$ a été déterminé et accepté pour le fonctionnement optimal du modèle (voir figures 5 à 10), au nombre de Reynolds $Re_{u \text{ ref}} = 7 \cdot 10^6$, quel que soit le type de machines, comme indiqué au tableau I de l'article 7.

¹⁾ Quand la similitude géométrique des labyrinthes ne peut pas être réalisée, le client et le constructeur devront s'entendre sur l'influence de cet écart avant les essais, de préférence lors de la négociation du contrat.

APPENDIX A

ADDITIONAL COMMENTS

A1. Explanations

A1.1 Geometric similarity

The geometric similarity requirements are satisfied when the deviations between model (which is assumed to be hydraulically smooth) and prototype (including labyrinth seal clearances¹⁾ and prototype surface roughness) are within the limits specified in IEC Publication 193 and its Amendment No. 1 (for turbines) and IEC Publication 497 (for pumps).

A1.2 Hydraulically similar operating conditions

Hydraulically similar operating conditions are those defined either by

- same flow coefficient: $\left(\frac{Q_1}{n \cdot D^3}\right)_A = \left(\frac{Q_1}{n \cdot D^3}\right)_B$
- and
- same energy coefficient: $\left(\frac{E}{(n \cdot D)^2}\right)_A = \left(\frac{E}{(n \cdot D)^2}\right)_B$
- or
- same discharge parameter: $\left(\frac{Q_1}{E^{1/2} \cdot D^2}\right)_A = \left(\frac{Q_1}{E^{1/2} \cdot D^2}\right)_B$
- and
- same speed parameter: $\left(\frac{n \cdot D}{E^{1/2}}\right)_A = \left(\frac{n \cdot D}{E^{1/2}}\right)_B$

A1.3 Relative scalable losses

The relative scalable losses δ are inversely proportional to the exponent 0,16 of Reynolds number ratio.

A1.4 Loss distribution coefficient V_{ref}

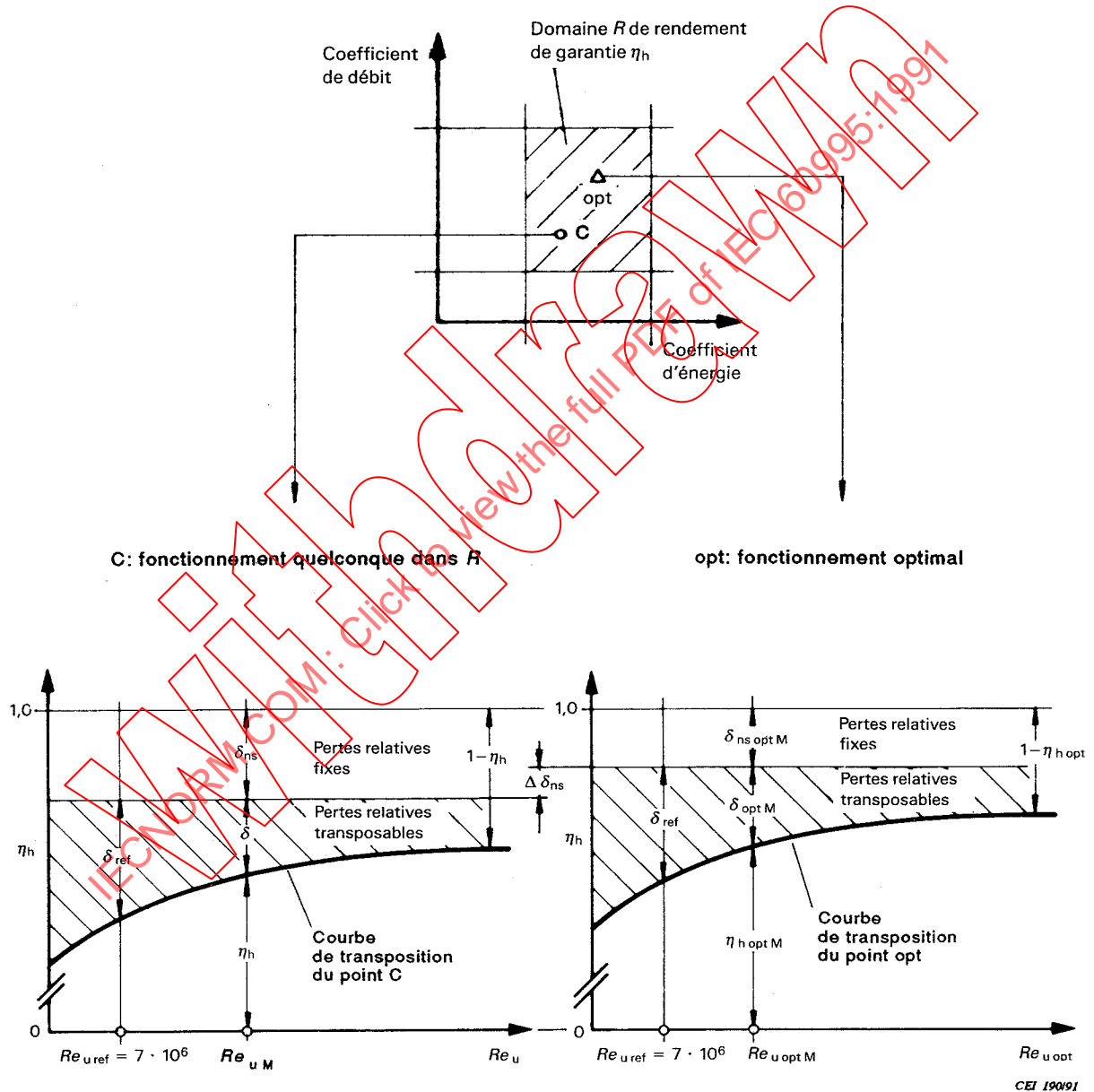
The loss distribution coefficient V_{ref} , the ratio of relative scalable losses δ to relative total losses $(1 - \eta_h)$, has been established and agreed for the optimum efficiency point of the model (see Figures 5 to 10) at the Reynolds number $Re_{u \text{ ref}} = 7 \cdot 10^6$ as indicated for the different types of machines in Table I of Clause 7.

¹⁾ In those cases where it is not possible to satisfy the geometric similarity requirements of the labyrinths, an agreement between customer and manufacturer about the influence of the deviation should be reached before tests are started if not made during contract negotiations.

A1.5 Proportion des pertes relatives transposables dans le domaine de garantie du rendement

Pour une turbomachine hydraulique donnée, le montant des pertes relatives transposables δ en fonction du nombre de Reynolds Re_u est le même dans tout le domaine R de garantie du rendement (le domaine R est représenté schématiquement à la figure A1).

Il en résulte que, au même nombre de Reynolds, par exemple Re_{uM} , le montant des pertes relatives transposables δ est le même pour tout point de fonctionnement compris dans le domaine R , mais que le montant des pertes relatives fixes δ_{ns} dépend du montant des pertes relatives totales $1 - \eta_h$ du point de fonctionnement.



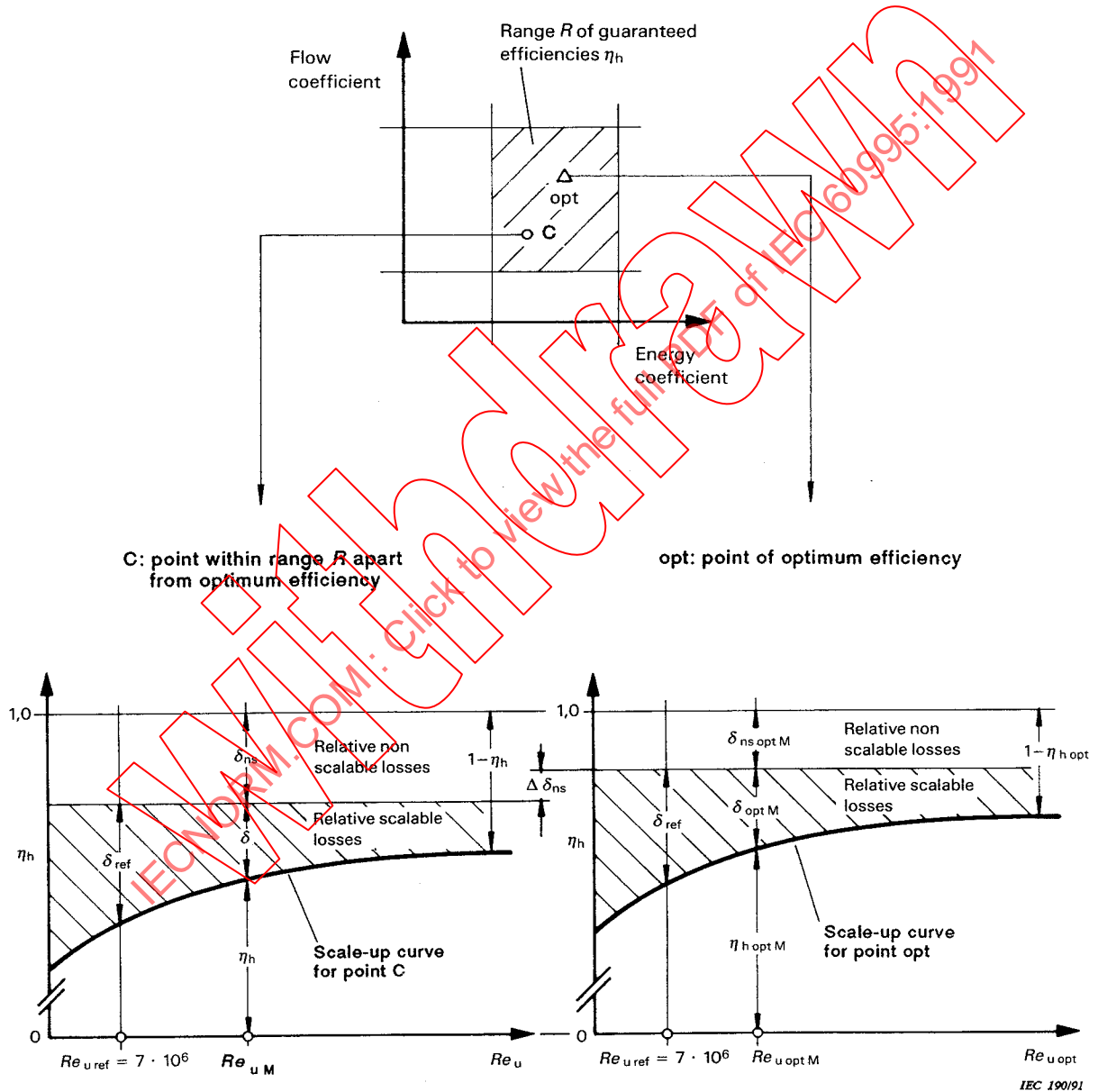
$\Delta \delta_{ns}$: Agrandissement des pertes relatives fixes entre le point de fonctionnement optimal opt et le point C.

FIG. A1

A1.5 Amount of relative scalable losses in the range of guaranteed efficiencies

For a given hydraulic turbomachine, the amount of relative scalable losses δ as a function of Reynolds number Re_u is the same in the whole range R of guaranteed efficiencies (range R is shown schematically in Figure A1).

This means that for a given constant Reynolds number, e.g. Re_{uM} , the amount of relative scalable losses δ is constant for each operating point within the whole range R , whereas the amount of non-scalable losses δ_{ns} depends on the amount of the relative total loss $1 - \eta_h$ of the operating point.

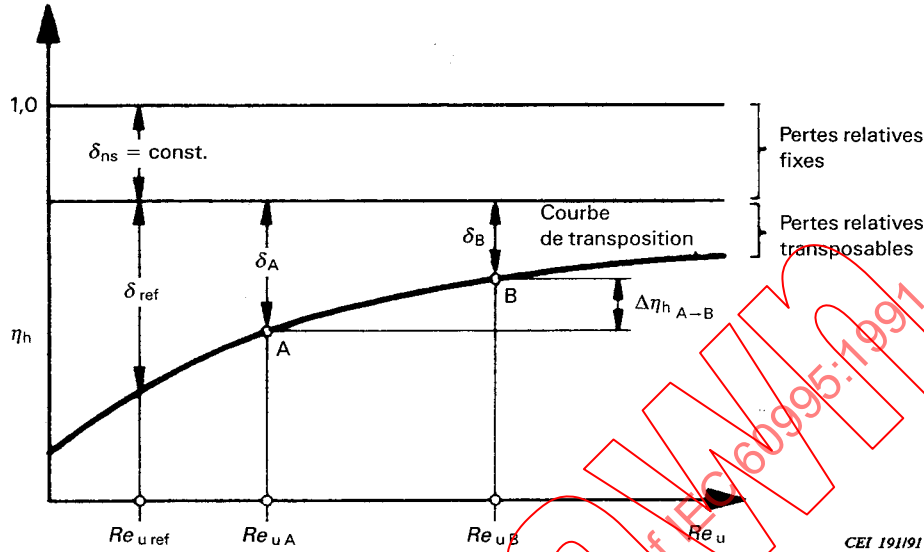


$\Delta \delta_{ns}$: Increase of non-scalable losses δ_{ns} between best efficiency point opt and operating point C.

FIG. A1

A2. Etablissement de la formule générale d'effet d'échelle

Deux points A et B représentant une similitude de fonctionnement hydrodynamique conformes aux hypothèses du paragraphe A1.2 sont présentés dans la figure A2.



Les pertes relatives transposables aux nombres de Reynolds $Re_{u \text{ ref}}$, Re_{uA} et Re_{uB} (voir figure A2) sont reliées par les relations suivantes:

$$\frac{\delta_A}{\delta_{\text{ref}}} = \left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{uA}} \right)^{0,16}$$

$$\frac{\delta_B}{\delta_{\text{ref}}} = \left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{uB}} \right)^{0,16}$$

Comme

$$\Delta\eta_{hA \rightarrow B} = \delta_A - \delta_B$$

on obtient la formule générale de transposition (1) de l'article 5:

$$\Delta\eta_{hA \rightarrow B} = \delta_{\text{ref}} \cdot \left[\left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{uA}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{uB}} \right)^{0,16} \right]$$

Les hypothèses des paragraphes A1.3 et A1.4 permettent d'écrire les trois équations suivantes pour le fonctionnement optimal:

$$\frac{\delta_{\text{opt M}}}{\delta_{\text{ref}}} = \left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{u \text{ opt M}}} \right)^{0,16}$$

$$V_{\text{ref}} = \frac{\delta_{\text{ref}}}{\delta_{\text{ref}} + \delta_{\text{ns opt M}}}$$

$$\delta_{\text{opt M}} + \delta_{\text{ns opt M}} = 1 - \eta_{h \text{ opt M}}$$

Les trois valeurs inconnues sont:

$\delta_{\text{opt M}}$: pertes relatives transposables au fonctionnement optimal

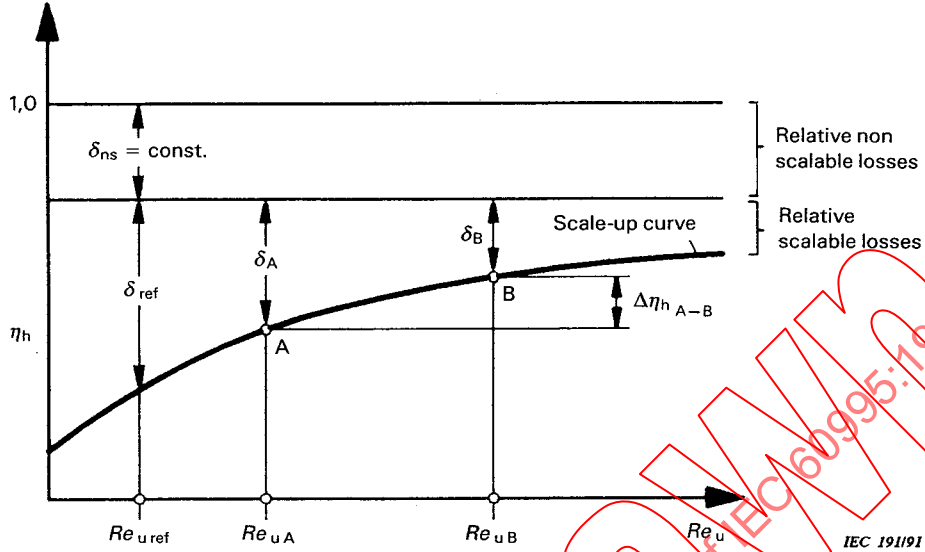
$\delta_{\text{ns opt M}}$: pertes relatives fixes au fonctionnement optimal

δ_{ref} : pertes relatives transposables quand le nombre de Reynolds est $Re_{u \text{ ref}}$

$$\text{avec } \delta_{\text{ref}} = (1 - \eta_{h \text{ ref}}) \cdot V_{\text{ref}}$$

A2. Derivation of the general scale formula

Two points A and B representing hydraulically similar operating conditions according to the assumptions in Sub-clause A1.2 are shown in Figure A2.



The relative scalable losses for the Reynolds numbers $Re_{u \text{ ref}}$, Re_{uA} and Re_{uB} (see Figure A2) are related as follows:

$$\frac{\delta_A}{\delta_{\text{ref}}} = \left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{uA}} \right)^{0,16}$$

$$\frac{\delta_B}{\delta_{\text{ref}}} = \left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{uB}} \right)^{0,16}$$

Using

$$\Delta\eta_{hA \rightarrow B} = \delta_A - \delta_B$$

we obtain the general scale formula (1) of Clause 5:

$$\Delta\eta_{hA \rightarrow B} = \delta_{\text{ref}} \cdot \left[\left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{uA}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{uB}} \right)^{0,16} \right]$$

Using the assumption of Sub-clauses A1.3 and A1.4 for the point of optimum efficiency, the following three equations result:

$$\frac{\delta_{\text{opt M}}}{\delta_{\text{ref}}} = \left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{u \text{ opt M}}} \right)^{0,16}$$

$$V_{\text{ref}} = \frac{\delta_{\text{ref}}}{\delta_{\text{ref}} + \delta_{\text{ns opt M}}}$$

$$\delta_{\text{opt M}} + \delta_{\text{ns opt M}} = 1 - \eta_{h \text{ opt M}}$$

The three unknown values are:

$\delta_{\text{opt M}}$: relative scalable losses at the point of optimum efficiency

$\delta_{\text{ns opt M}}$: relative non-scalable losses at the point of optimum efficiency

$\delta_{\text{ref M}}$: relative scalable losses at the point $Re_{u \text{ ref}}$

$$\text{with } \delta_{\text{ref}} = (1 - \eta_{h \text{ ref}}) \cdot V_{\text{ref}}$$

On obtient la formule (2) de l'article 5:

$$\delta_{\text{ref}} = \frac{1 - \eta_{\text{h opt M}}}{\left(\frac{Re_{u \text{ ref}}}{Re_{u \text{ opt M}}} \right)^{0,16} + \frac{1 - V_{\text{ref}}}{V_{\text{ref}}}}$$

A3. Rapport avec les publications antérieures 193 et 497 de la CEI

A3.1 Rapport entre la nouvelle formule générale d'effet d'échelle et celles des Publications 193 et 497 de la CEI

Si, dans les relations (1) et (2) de l'article 5, on admet:

$$Re_{uM} = Re_{u \text{ opt M}} = Re_{u \text{ ref}} = Re_{uA}$$

il résulte

$$\delta_M = \delta_{\text{opt M}} = \delta_{\text{ref}}$$

et

$$V_M = V_{\text{opt M}} = V_{\text{ref}}$$

La relation (2) devient:

$$\delta_M = (1 - \eta_{\text{h opt M}}) \cdot V_M$$

et la relation (1) peut s'écrire en y introduisant la valeur de δ_M et en y remplaçant l'indice «B» par l'indice «P».

$$\Delta \eta_{\text{h}} = (1 - \eta_{\text{h opt M}}) \cdot V_M \cdot \left[1 - \left(\frac{Re_{uM}}{Re_{uP}} \right)^{0,16} \right] \quad (6)$$

La relation (6) est analogue à celles des Publications 193 et 497 de la CEI, à l'exception de l'exposant 0,2 qui a été ramené à 0,16, valeur moyenne meilleure en rapport avec le domaine des nombres de Reynolds dans lequel se situent les turbomachines hydrauliques reprises dans le tableau I de l'article 7 (voir aussi annexe C, référence [1]).

La relation (6) est une application particulière des formules (1) et (2) dans laquelle $Re_{uM} = Re_{u \text{ ref}} = 7 \cdot 10^6$, valeur de référence pour laquelle le tableau I est établi à l'article 7.

A3.2 Définition du nombre de Reynolds

Dans les publications antérieures 193 et 497 de la CEI, le nombre de Reynolds Re est défini comme suit:

Publication 193 de la CEI: $Re = \frac{D}{\nu} \sqrt{2g \cdot H_n}$ H_n : chute nette

Publication 497 de la CEI: $Re = \frac{D_1}{\nu} \sqrt{2g \cdot H'_{\text{min}}}$ H'_{min} : hauteur totale d'élévation minimale par étage

($g \cdot H_n$ et $g \cdot H'_{\text{min}}$ correspondent à $E = g \cdot H$ comme défini dans cette norme).

The result is equation (2) of Clause 5:

$$\delta_{\text{ref}} = \frac{1 - \eta_{\text{h opt M}}}{\left(\frac{Re_{\text{uref}}}{Re_{\text{u opt M}}} \right)^{0,16} + \frac{1 - V_{\text{ref}}}{V_{\text{ref}}}}$$

A3. Relation to the existing IEC Publications 193 and 497

A3.1 Relation between the new general scale formula and those in IEC Publications 193 and 497

For formulae (1) and (2) in Clause 5, the following assumptions are made:

$$Re_{\text{uM}} = Re_{\text{u opt M}} = Re_{\text{uref}} = Re_{\text{uA}}$$

and therefore:

$$\delta_{\text{M}} = \delta_{\text{opt M}} = \delta_{\text{ref}}$$

and

$$V_{\text{M}} = V_{\text{opt M}} = V_{\text{ref}}$$

Formula (2) now becomes:

$$\delta_{\text{M}} = (1 - \eta_{\text{h opt M}}) \cdot V_{\text{M}}$$

with δ_{M} inserted in formula (1) and the subscript “B” replaced by “P”:

$$\Delta \eta_{\text{h}} = (1 - \eta_{\text{h opt M}}) \cdot V_{\text{M}} \cdot \left[1 - \left(\frac{Re_{\text{uM}}}{Re_{\text{uP}}} \right)^{0,16} \right] \quad (6)$$

Formula (6) corresponds to the formulae in IEC Publications 193 and 497, assuming the exponent 0,16 instead of 0,2 which is the better mean value for the range of Reynolds numbers covered by the hydraulic turbomachines as listed in Table I of Clause 7 (see also Appendix C, Reference [1]).

Formula (6) is a special case for the formulae (1) and (2) namely for conditions given at $Re_{\text{uM}} = Re_{\text{uref}} = 7 \cdot 10^6$ for which the V -values are fixed in Table I of Clause 7.

A3.2 Definition of Reynolds number

In the existing IEC Publications 193 and 497, the Reynolds number Re is defined as follows:

$$\text{IEC Publication 193: } Re = \frac{D}{\nu} \sqrt{2g \cdot H_{\text{n}}}$$

H_{n} : net head

$$\text{IEC Publication 497: } Re = \frac{D_1}{\nu} \sqrt{2g \cdot H'_{\text{min}}}$$

H'_{min} : minimum pump total head per stage

($g \cdot H_{\text{n}}$ and $g \cdot H'_{\text{min}}$ correspond to $E = g \cdot H$ in this standard).

Dans la présente norme 995 de la CEI, Re est défini en utilisant la vitesse périphérique u :

$$Re_u = \frac{D \cdot u}{\nu} \quad (\text{voir paragraphe 4.18})$$

ce qui est avantageux, par exemple dans la transposition des résultats de l'essai sur modèle à l'échelle industrielle du nombre de Reynolds, qui a généralement une valeur constante pour tout le domaine des énergies hydrauliques massiques (chutes) pourvu que u_p soit constant.

La relation entre les nombres de Reynolds Re et Re_u s'écrit:

$$Re_u = Re \cdot \frac{u}{\sqrt{2g \cdot H}} = Re \cdot \frac{u}{\sqrt{2 \cdot E}}$$

A3.3 Définition du rendement hydraulique η_h

Etant donné que les définitions et symboles utilisés dans cette norme correspondent à ceux de la Publication 41 de la CEI concernant les essais de réception sur place, des différences apparaissent avec les publications existantes 193 et 497 de la CEI.

A3.3.1 Comparaison avec la Publication 193 de la CEI traitant des turbines

La puissance de la turbine P_t de la Publication 193 de la CEI (voir chapitre II, paragraphe 2.7.2) est la puissance mécanique disponible sur l'arbre de la turbine. Comme toutes les pertes par frottement mécanique sont généralement éliminées dans un modèle de turbine (voir chapitre X, article 5 de la Publication 193 de la CEI), P_t est identique au P_m de la présente norme. En conséquence, η_t est identique au η_h de la présente norme.

A3.3.2 Comparaison avec la Publication 497 de la CEI traitant des pompes

Le rendement hydraulique η_h de la Publication 497 de la CEI (voir chapitre II, paragraphe 5.8.6), désigné ci-après par η_{h497} , n'est pas le même que le rendement hydraulique η_h de la présente norme.

En posant: $\eta_v = \frac{Q_1}{Q_1 + q}$ (voir Figure 3)

on obtient: $\eta_h = \eta_{h497} \cdot \eta_v$

In this IEC standard 995 Re has been defined with the peripheral velocity u :

$$Re_u = \frac{D \cdot u}{\nu} \quad (\text{see Sub-clause 4.18})$$

leading to advantages such as when scaling-up the model test results to the prototype Reynolds number, which generally becomes a constant value for the whole range of specific hydraulic energy (head) if u_p is constant.

The correlation between the Reynolds numbers Re and Re_u is

$$Re_u = Re \cdot \frac{u}{\sqrt{2g \cdot H}} = Re \cdot \frac{u}{\sqrt{2 \cdot E}}$$

A3.3 Definition of hydraulic efficiency η_h

As definitions and symbols in this standard correspond to those laid down in IEC Publication 41 concerning field acceptance tests, there are some differences with respect to the existing IEC Publications 193 and 497.

A3.3.1 Comparison with IEC Publication 193 for turbines

The turbine output P_t in IEC Publication 193 (see Chapter II, Sub-clause 2.7.2 of IEC Publication 193), is the mechanical power delivered by the turbine shaft. As all mechanical friction losses of a model turbine are normally eliminated (see Chapter X, Clause 5 of IEC Publication 193), P_t is identical to P_m in this standard. Therefore η_t becomes identical to η_h in this standard.

A3.3.2 Comparison with IEC Publication 497 for pumps

The hydraulic efficiency η_h in IEC Publication 497 (see Chapter II, Sub-clause 5.8.6), denoted $\eta_{h, 497}$ below, is not identical to the hydraulic efficiency η_h in this standard.

With $\eta_v = \frac{Q_1}{Q_1 + q}$ (see Figure 3)

we have $\eta_h = \eta_{h, 497} \cdot \eta_v$

ANNEXE B

CONSTANTES PHYSIQUES

TABLEAU B1

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 au lieu du tableau :

$$g = 9,7803 \cdot (1 + 0,0053 \sin^2 \varphi) - 3 \cdot 10^{-6} \cdot z$$

La valeur normalisée internationale de g est $9,80665 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.