IEC 62097

Edition 1.0 2009-02

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

Hydraulic machines, radial and axial – Performance conversion method from model to prototype

Machines hydrauliques, radiales et axiales – Méthode de conversion des performances du modèle au prototype

IEC 62097:2009

IEC Central Office
3, rue de Varembé
CH-1211 Geneva 20
Switzerland
Email: inmail@iec.ch
Web: www.iec.ch

About the IEC

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

About IEC publications

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

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

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 It also gives information on projects, withdrawn and replaced publications.

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

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

- Electropedia: www.electropedia.org

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

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

If you wish to give us your feedback on this publication or need further assistance, please visit the Customer Service Centre FAQ or contact us:
Email: csc@iec.ch
Tel.: +41 22 919 02 11
Fax: +41 22 919 03 00

A propos de la CEI

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

A propos des publications CEI

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

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

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

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

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

- Electropedia: www.electropedia.org

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

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

Si vous désirez nous donner des commentaires sur cette publication ou si vous avez des questions, visitez le FAQ du Service clients ou contactez-nous:
Email: csc@iec.ch
Tél.: +41 22 919 02 11
Fax: +41 22 919 03 00

IEC 62097

Edition 1.0 2009-02

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

Hydraulic machines, radial and axial – Performance conversion method from model to prototype

Machines hydrauliques, radiales et axiales – Méthode de conversion des performances du modèle au prototype

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

COMMISSION
ELECTROTECHNIQUE
INTERNATIONALE

PRICE CODE
CODE PRIX XC

ICS 27.140

ISBN 2-8318-1027-5

CONTENTS

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

HYDRAULIC MACHINES, RADIAL AND AXIAL – PERFORMANCE CONVERSION METHOD FROM MODEL TO PROTOTYPE

FOREWORD

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

International Standard IEC 62097 has been prepared by technical committee 4: Hydraulic turbines.

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

FDIS	Report of voting
4/242A/FDIS	4/243/RVD

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

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

This publication contains attached files in the form of Excel file. These files are intended to be used as a complement and do not form an integral part of this publication.

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

- recommended;
- withdrawn;
- replaced by a revised edition;
- or amended.

INTRODUCTION

0.1 General remarks

This International Standard establishes the prototype hydraulic machine efficiency from model test results, with consideration of scale effect including the effect of surface roughness.

Advances in the technology of hydraulic turbo-machines used for hydroelectric power plants indicate the necessity of revising the scale effect formula given in 3.8 of IEC 60193. [1][1] The advance in knowledge of scale effects originates from work done by research institutes, manufacturers and relevant working groups within the organizations of IEC and IAHR. [1 - 7]

The method of calculating prototype efficiencies, as given in this standard, is supported by experimental work and theoretical research on flow analysis and has been simplified for practical reasons and agreed as a convention. [8 – 10] The method is representing the present state of knowledge of the scale-up of performance from model to a homologous prototype.

Homology is not limited to the geometric similarity of the machine components, it also calls for homologous velocity triangles at the inlet and outlet of the runner/impeller. [2] Therefore, compared to IEC 60193, a higher attention has to be paid to the geometry of guide vanes.

According to the present state of knowledge, it is certain that, in most cases, the formula for the efficiency step-up calculation given in the IEC 60193 and earlier standards, overstated the step-up increment of the efficiency for the prototype. Therefore, in the case where a user wants to restudy a project for which a calculation of efficiency step-up was done based on any previous method, the user shall re-calculate the efficiency step-up with the new method given in this standard, before restudying the project of concern.

This standard is intended to be used mainly for the assessment of the results of contractual model tests of hydraulic machines. If it is used for other purposes such as evaluation of refurbishment of machines having very rough surfaces, special care should be taken as described in Annex B.

Due to the lack of sufficient knowledge about the loss distribution in Deriaz turbines and storage pumps, this standard does not provide the scale effect formula for them.

An excel work sheet concerning the step-up procedures of hydraulic machine performance from model to prototype is indicated at the end of this Standard to facilitate the calculation of the step-up value.

0.2 Basic features

A fundamental difference compared to the IEC 60193 formula is the standardization of scalable losses. In a previous standard (see 3.8 of IEC 60193:1999 [1]), a loss distribution factor V has been defined and standardized, with the disadvantage that turbine designs which are not optimized benefit from their lower technological level.

This is certainly not correct, since a low efficiency design has high non-scalable losses, like incidence losses, whereby the amount of scalable losses is about constant for all manufacturers, for a given type and a given specific speed of a hydraulic machine.

This standard avoids all the inconsistencies connected with IEC 60193:1999. (see 3.8 of [1]) A new basic feature of this standard is the separate consideration of losses in specific hydraulic energy, disc friction losses and leakage losses. [5], [8 – 10]

[1] Numbers in square brackets refer to the bibliography.

Above all, in this standard, the scale-up of the hydraulic performance is not only driven by the dependence of friction losses on Reynolds number Re, but also the effect of surface roughness Ra has been implemented.

Since the roughness of the actual machine component differs from part to part, scale effect is evaluated for each individual part separately and then is finally summed up to obtain the overall step-up for a complete turbine. [10] For radial flow machines, the evaluation of scale effect is conducted on five separate parts; spiral case, stay vanes, guide vanes, runner and draft tube. For axial flow machines, the scalable losses in individual parts are not fully clarified yet and are dealt with in two parts; runner blades and all the other stationary parts inclusive.

The calculation procedures according to this standard are summarized in Clause 7 and Excel sheets are provided as an Attachment to this standard to facilitate the step-up calculation.

In case that the Excel sheets are used for evaluation of the results of a contractual model test, each concerned party shall execute the calculation individually for cross-check using common input data agreed on in advance.

HYDRAULIC MACHINES, RADIAL AND AXIAL – PERFORMANCE CONVERSION METHOD FROM MODEL TO PROTOTYPE

1 Scope

This International Standard is applicable to the assessment of the efficiency and performance of prototype hydraulic machine from model test results, with consideration of scale effect including the effect of surface roughness.

This standard is intended to be used for the assessment of the results of contractual model tests of hydraulic machines.

2 Normative references

The following referenced documents are indispensable for the application of this document. For dated references, only the edition cited applies. For undated references, the latest edition of the referenced document (including any amendments) applies.

IEC 60193:1999, *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests*

3 Terms, definitions, symbols and units

3.1 System of units

The International System of Units (SI) is used throughout this standard. All terms are given in SI Base Units or derived coherent units. Any other system of units may be used after written agreement of the contracting parties.

3.2 List of terms

For the purposes of this document, the terms and definitions of IEC 60193 apply, as well as the following terms, definitions, symbols and units.

3.2.1 Subscripts' list

Term	Symbol	Term	Symbol	
model	M	component	CO	
prototype	P			
specific energy	E	spiral case	SP	
volumetric	Q	stay vane	SV	
torque or disc friction	T	guide vane	GV	in general term represented by CO
reference	ref	runner	RU	
hydraulic diameter	d	draft tube	DT	
velocity	u	stationary part	ST	
hydraulic	h			
optimum point	opt			
off design point	off			

3.2.2 Terms, definitions, symbols and units

Term	Definition	Symbol	Unit
Radial flow machines	Francis turbines and Francis type reversible pump-turbines	-	-
Axial flow machines	Kaplan turbines, bulb turbines and fixed blade propeller turbines	-	-
Reference diameter	Reference diameter of the hydraulic machine (see Figure 3 of IEC 60193)	D	m
Hydraulic diameter	4 times sectional area divided by the circumference of the section	d_h	m
Sand roughness	Equivalent sand roughness [11]	k_S	m
Arithmetical mean roughness	Deviation of the surface profile represented by the arithmetical mean value	Ra	m
Acceleration due to gravity	Local value of gravitational acceleration at the place of testing as a function of altitude and latitude (see IEC 60193)	g	m s^{-2}
Density of water	Mass per unit volume of water (see IEC 60193)	ρ	kg m^{-3}
Dynamic viscosity	A quantity characterizing the mechanical behaviour of a fluid	μ	Pa s
Kinematic viscosity	Ratio of the dynamic viscosity to the density of the fluid. Values are given as a function of temperature. (see IEC 60193)	ν	m^2 s^{-1}
Discharge	Volume of water per unit time flowing through any section in the system	Q	m^3 s^{-1}
Mass flow rate	Mass of water flowing through any section of the system per unit time	(ρ Q)	kg s^{-1}
Discharge of machine	Discharge flowing through the high pressure reference section	Q_1	m^3 s^{-1}
Leakage flow rate	Volume of water per unit time flowing through the runner seal clearances	q	m^3 s^{-1}
Net discharge	Volume of water per unit time flowing through runner/impeller. It corresponds to Q_1-q in case of turbine and Q_1+q in case of pump.	Q_m	m^3 s^{-1}
Mean velocity	Discharge divided by the sectional area of water passage	v	m s^{-1}
Peripheral velocity	Peripheral velocity at the reference diameter	u	m s^{-1}
Rotational speed	Number of revolutions per unit time	n	S^{-1}
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 (see IEC 60193)	E	J kg^{-1}
Specific hydraulic energy of runner/impeller	Turbine: Net specific hydraulic energy working on the runner Pump: Specific hydraulic energy produced by the impeller	E_m E_m	J kg^{-1} J kg^{-1}
Specific hydraulic energy loss in stationary part	Specific hydraulic energy loss in stationary part which includes both friction loss and kinetic loss	E_{Ls}	J kg^{-1}
Specific hydraulic energy loss in runner/impeller	Specific hydraulic energy loss in runner/impeller which includes both friction loss and kinetic loss	E_{Lm}	J kg^{-1}
Friction loss of specific hydraulic energy	Specific hydraulic energy loss caused by the friction on the surface of water passages	E_{Lf}	J kg^{-1}

Term	Definition	Symbol	Unit
Kinetic loss of specific hydraulic energy	Specific hydraulic energy loss caused by the hydraulic phenomena other than surface friction, such as turbulence, separation of flow, abrupt change of water passage, etc.	E_{lk}	J kg^{-1}
Turbine net head or pump delivery head	$H = E / g$	H	m
Turbine output or pump input	The mechanical power delivered by the turbine shaft or to the pump shaft, assigning to the hydraulic machine the mechanical losses of the relevant bearings and shaft seals (see Figures A.1 and A.2)	P	W
Hydraulic power	The power available for producing power (turbine) or imparted to the water (pump) $P_h = E\ (\rho Q_1)$	P_h	W
Mechanical power of runner/ impeller	The power transmitted through the coupling between shaft and runner (impeller).	P_m	W
Power of runner/impeller	Turbine: Power produced by the runner corresponding to $E_m\ (\rho Q_m)$ or P_m+P_{Ld} Pump: Power produced by the impeller represented by $E_m(\rho Q_m)$ or P_m-P_{Ld}	P_r P_r	W W
Disc friction loss	Loss power caused by the friction on the outer surface of the runner/impeller	P_{Ld}	W
Bearing loss power	Loss power caused by the friction of the shaft bearing and shaft seal	P_{Lm}	W
Runner/impeller torque	Torque transmitted through the coupling of the runner/impeller and the shaft corresponding to the mechanical power of runner/impeller, P_m.	T_m	N m
Hydraulic efficiency	Turbine: $\eta_h=P_m/P_h$ Pump: $\eta_h=P_h/P_m$	η_h	-
Specific hydraulic energy efficiency	Turbine: $\eta_E = E_m/E_h$ Pump: $\eta_E = E_h/E_m$ (see Figures A.1 and A.2)	η_E	-
Volumetric efficiency	Turbine: $\eta_Q = Q_m/Q_1$ Pump: $\eta_Q = Q_1/Q_m$ (see Figures A.1 and A.2)	η_Q	-
Power efficiency (disc friction efficiency)	Turbine : $\eta_T = P_m/P_r$ Pump : $\eta_T = P_r/P_m$ (see Figures A.1 and A.2)	η_T	-
Mechanical efficiency	Turbine: $\eta_m = P/P_m$ Pump: $\eta_m = P_m/P$ (see Figures A.1 and A.2)	η_m	-
Efficiency step-up	Difference between efficiencies at two hydraulically similar operating conditions	$\Delta\eta$	-
Efficiency step-up ratio	Ratio of efficiency step-up against model efficiency $\Delta = \dfrac{\Delta\eta}{\eta_M}$	Δ	
Reynolds number	Reynolds number of the machine $Re = D\ u / \nu$	Re	-
Reynolds number of component passage	$Re_d = d_h\ v / \nu$	Re_d	-
Friction loss coefficient for pipe flow	Friction loss coefficient for a pipe. $\lambda = \dfrac{E_{Lf}}{\dfrac{L}{d}\dfrac{v^2}{2}}$ where d pipe diameter (m) L pipe length (m)	λ	-

Term	Definition	Symbol	Unit
Friction loss coefficient for a flat plate	Friction loss coefficient for a flat plate. $$C_f = \frac{E_{Lf}}{\frac{BL}{Q}\frac{w^3}{2}}$$ where B width of a flat plate (m) L length of a flat plate (m) Q discharge passing by the plate (m^3/s) w relative flow velocity (m/s)	C_f	-
Disc friction loss coefficient	Friction loss coefficient for a rotating disc $$C_m = \frac{P_{Ld}}{\frac{\pi^4}{8}\rho n^3 D_d^5}$$ where D_d diameter of the rotating disc (m)	C_m	-
Relative scalable hydraulic energy loss	Scalable specific hydraulic energy loss divided by E, which is dependent on Reynolds number and roughness (in most cases, it is represented in %) $$\delta_E = E_{lf}/E$$	δ_E	-
Relative non-scalable hydraulic energy loss	Non-scalable specific hydraulic energy loss divided by E, which remains constant regardless of Reynolds number and roughness $$\delta_{ns} = E_{lk}/E$$	δ_{ns}	-
Reference scalable hydraulic energy loss	δ_E value for a model with smooth surface operating at a reference Reynolds number Re = 7 ×10^6	δ_{Eref}	-
Reference scalable hydraulic energy loss in component passage	δ_{Eref} for each component passage	δ_{ECOref}	-
Relative disc friction loss	Disc friction loss P_{Ld} divided by P_m $$\delta_T = \frac{P_{Ld}}{P_m}$$	δ_T	-
Reference disc friction loss	δ_T value for a model with fairly smooth surface operating at a reference Reynolds number Re = 7 × 10^6	δ_{Tref}	-
Flow velocity factor for each component passage	Ratio of the maximum relative flow velocity in each component passage against the peripheral velocity u $$\kappa_{uCO} = \frac{v_{CO}}{u}$$	κ_{uCO}	-
Dimension factor for each component passage	Ratio of the hydraulic diameter of each component passage against the reference diameter $$\kappa_{dCO} = \frac{d_{hCO}}{D}$$	κ_{dCO}	-

Term	Definition	Symbol	Unit
Dimension factor for disc friction loss	Ratio of the diameter of the runner crown or runner band against the reference diameter $$\kappa_T = \frac{D_d}{D}$$ D_d: diameter of the runner crown or the runner band, whichever larger	κ_T	-
Scalable hydraulic energy loss index for each component passage	$$d_{ECOref} = \frac{\delta_{ECOref}}{1+0{,}351\left(\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}\right)^{0,2}}$$	d_{ECOref}	-
Scalable disc friction loss index	$$d_{Tref} = \frac{\delta_{Tref}}{1+0{,}154\,\kappa_T^{\,0,4}}$$	d_{Tref}	-
Loss distribution factor	Ratio of scalable loss to total loss $$V = \frac{\delta}{1-\eta_h}$$	V	-
Specific speed	$$N_{QE} = \frac{nQ_1^{\,0,5}}{E^{0,75}}$$	N_{QE}	-
Speed factor	$$n_{ED} = \frac{nD}{E^{0,5}}$$	n_{ED}	-
Discharge factor	$$Q_{ED} = \frac{Q_1}{D^2E^{0,5}}$$	Q_{ED}	-
Power factor	$$P_{ED} = \frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1,5}}$$	P_{ED}	-
Energy coefficient	$$E_{nD} = \frac{E}{n^2D^2}$$	E_{nD}	-
Discharge coefficient	$$Q_{nD} = \frac{Q_1}{nD^3}$$	Q_{nD}	-
Power coefficient	$$P_{nD} = \frac{P_m}{\rho_1 n^3 D^5}$$	P_{nD}	-

4 Scale-effect formula

4.1 General

4.1.1 Scalable losses

The energy flux through hydraulic machines and the various losses produced in the energy conversion process in a hydraulic machine can be typically illustrated by the flux diagrams shown in A.1. [4]

As a consequence, one of the main features of the new scale up formula as stated in this standard is the separate consideration on three efficiency components. They are specific hydraulic energy efficiency η_E, volumetric efficiency η_Q and power efficiency η_T. In this standard, scale effect on each of these efficiency components is considered.

Among the losses corresponding to these efficiency components, the following losses are subject to scale effect by the difference of Reynolds number and the relative roughness. Then these losses are referred to as “scalable losses” in this standard.

- Specific hydraulic energy loss due to friction: E_{Lf}
- Leakage loss: q
- Disc friction loss: P_{Ld}

It is considered in this standard that the relative magnitude of each scalable loss to each corresponding performance parameter, except for discharge, ($\delta_E = E_{Lf}/E$ and $\delta_T = P_{Ld}/P_m$) is given as a function of the specific speed for each type of machine.

E_{Lf} is the sum of the friction loss in various parts of the machine and it is expressed as the sum of the friction loss in each component as $E_{Lf} = \sum E_{LfCO}$. The scale effect on this loss is caused by the difference of Reynolds number and relative roughness between model and prototype and assessed by the formula shown as Equation 1.

The rest of the specific hydraulic energy loss is called “kinetic loss" or “non-scalable loss" and expressed as $E_{Lk} = \sum E_{LkCO}$. It is considered that the ratio of E_{Lk} against E_m remains the same through the model and the prototype.

The scale effect on the leakage loss, q, is caused by the change of the friction loss coefficient of the seal clearance of the runner/impeller. In most cases, the leakage loss itself is minor and the scale effect on this loss is relatively very small.

Therefore, in case that the geometry of the seal is maintained homologous between the model and the prototype within the criteria given in Table 3, the scale effect on the leakage loss is disregarded and η_Q of the prototype is considered to be the same as that of the model. (See E.3)

In case that the geometry of the model is not homologous to the prototype, this standard recommends to use the correction formula for η_Q as set out in E.2.

Similarly to E_{Lf}, the scale effect on the disc friction P_{Ld} is caused by the difference in Reynolds number and the relative roughness of the outer surface of the runner/impeller between the model and the prototype. Due to the presence of the radial flow and the distortion of the boundary layer in the limited space between the runner/impeller and the stationary parts, the scale effect on P_{Ld} appears in a slightly different manner than on E_{Lf}. It is considered in this standard that the scale effect on the disc friction may be assessed by a scale effect formula shown as Equation 7. (See Annex D)

In case of axial flow machines, the friction loss of the surface of runner hub is negligibly small and its scale effect is disregarded.

Therefore, in this standard, only the scale effect on the losses corresponding to the efficiency components; η_E and η_T, are considered for radial flow machines and only η_E is considered for axial flow machines.

4.1.2 Basic formulae of the scale effect on hydrodynamic friction losses

Another new feature of the new scale effect formula is the consideration of surface roughness. The basic physical background for consideration of surface quality is the Colebrook diagram. By some manipulation and simplification, the implicit Colebrook formula can be converted into as expression as shown below. [4, 6]

$$\lambda = \lambda_0 \left[0{,}74 \left(8 \times 10^4 \times \frac{k_S}{d_h} + \frac{Re_0}{Re_d} \right)^{0{,}2} + 0{,}26 \right] \quad (1)$$

where

$Re_0 = 7 \times 10^6$ $\lambda_0 = 0{,}008\,5$

k_S sand roughness

d_h hydraulic diameter of the water passage

Re_d Reynolds number of the water passage $Re_d = \frac{d_h \times v}{\nu} = \frac{d_h \times v}{D \times u} Re$

Practically, the surface roughness of model and prototype are represented by the arithmetical mean roughness Ra as stated in 4.2.2. Regarding the relationship between the sand roughness k_S and Ra, wide spread results have been reported so far. In this standard, however, it is considered that the relationship can be expressed by the following formula:

$$\frac{k_S}{d_h} \cong 5 \frac{Ra}{d_h} \quad (2)$$

NOTE For very rough surfaces, considerations as described in (2) and in Note 2 of B.1 should be taken into account.

Then, Equation 1 is rewritten as follows;

$$\lambda = \lambda_0 \left[0{,}74 \left(4 \times 10^5 \times \frac{Ra}{d_h} + \frac{D \times u}{d_h \times v} \times \frac{Re_0}{Re} \right)^{0{,}2} + 0{,}26 \right] \quad (3)$$

Figure 1 sketches the basic concept for the step-up from model to prototype conditions including surface roughness. Example P_3 shows the case of a smooth prototype machine. P_2 shows the case of a prototype machine of reasonable roughness, whereby P_1 shows the example of a very rough surface where even a decrease of efficiency compared to the model will occur.

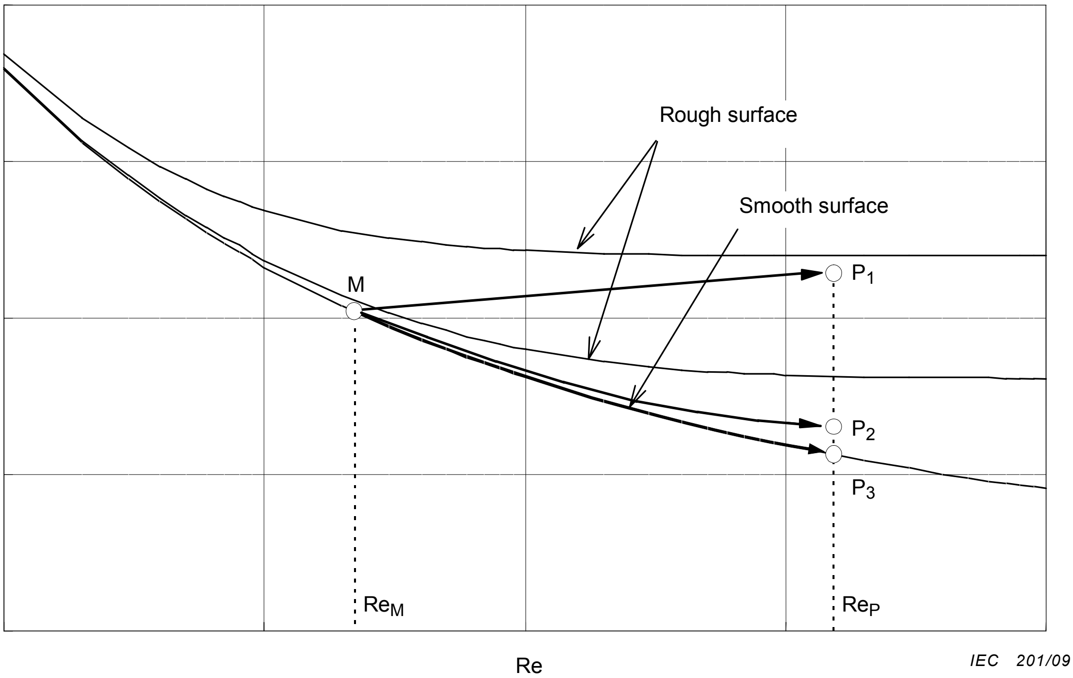


Figure 1 – Basic concept for step-up considering surface roughness

In order to calculate the difference of hydraulic efficiency between two hydraulically similar operating points M and P at different Reynolds numbers and different surface roughness conditions, the following formulae can be derived by using Equation 3 (see A.2 (2)).

$$\Delta_E = \frac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}} = \delta_{Eref}\left(\frac{\lambda_M - \lambda_P}{\lambda_{ref}}\right) \tag{4}$$

The Colebrook diagram is valid for pipe flow, but it can be demonstrated that also friction loss coefficients of flat plate flow can be approximated with sufficient accuracy by similar equations as shown below.

$$\begin{aligned} C_f &= C_{f0}\left[0{,}80\left(10^5\frac{k_S}{L} + \frac{Re_0}{Re_f}\right)^{0,2} + 0{,}20\right] \\ &= C_{f0}\left[0{,}80\left(5\times10^5\frac{Ra}{L} + \frac{D\times u}{L\times w}\times\frac{Re_0}{Re}\right)^{0,2} + 0{,}20\right] \end{aligned} \tag{5}$$

where

$Re_0 = 7\times10^6$ $\qquad$ $C_{f0} = 0{,}003\ 2$

Re_f Reynolds number of the plate $Re_f = \frac{L\times w}{\nu} = \frac{L\times w}{D\times u}Re$

L length of the plate

w relative flow velocity on the plate

By replacing λ in Equation 4 by C_f given by Equation 5, Equation 4 is used to calculate the scale effect of the friction loss of runner blades of axial flow machines.

Similar formula of friction loss coefficient for disc friction is established as follows [9]; (See Annex D).

$$C_m = C_{m0}\left[0{,}85\left(1{,}5\times10^4\times\frac{k_{ST}}{a}+\frac{Re_0}{Re_T}\right)^{0{,}2}+0{,}15\right]$$
$$= C_{m0}\left[0{,}85\left(7{,}5\times10^4\,\frac{Ra_T}{a}+\frac{D^2}{2a^2}\times\frac{Re_0}{Re}\right)^{0{,}2}+0{,}15\right] \tag{6}$$

where

$Re_0 = 7\times10^6$ $C_{m0} = 0{,}0019$

k_{ST} equivalent sand roughness corresponding to Ra_T $k_{ST}=5Ra_T$

Ra_T weighted average of the arithmetical mean roughness of the outer surface of the runner and the surface of the stationary part facing to the runner as given by Equation 13

Re_T Reynolds number of the disc

$$Re_T = \frac{a^2\omega}{\nu} = \frac{a^2\omega}{Du}Re = \frac{2a^2}{D^2}Re = \frac{{D_d}^2}{2D^2}Re$$

a radius of runner crown or band, whichever larger (m)

$$a = \frac{D_d}{2}$$

ω angular velocity of the disc (rad/s)

By using Equation 6, step-up formula for power efficiency (disc friction) is obtained as follows (see A.2 (4)):

$$\Delta_T = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} = \delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM}-C_{mP}}{C_{mref}}\right) \tag{7}$$

4.2 Specific hydraulic energy efficiency

4.2.1 Step-up formula

The scalable losses δ_{Eref} as appeared in Equation 4 are referred to those of a model with smooth surface operating at a reference Reynolds number $Re_{ref} = 7\times10^6$ and have been established as a function of type and specific speed of a hydraulic machine. They are standardized and set out in Annex B for radial flow machines and Annex C for axial flow machines.

By putting the new scale effect formula Equation 3 into Equation 4, the following formula for the individual step-up for a machine component is derived (see B.2).

$$\Delta_{ECO} = \frac{\Delta\eta_{ECO}}{\eta_{EM}} = \delta_{ECOref}\left(\frac{\lambda_{COM} - \lambda_{COP}}{\lambda_{COref}}\right)$$

$$= \delta_{ECOref}\left[\frac{\left(4\times10^{5}\,\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COM}}{D_M} + \frac{7\times10^{6}}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(4\times10^{5}\,\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COP}}{D_P} + \frac{7\times10^{6}}{Re_P}\right)^{0,2}}{1+0,35\left(\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}\right)^{0,2}}\right] \quad (8)$$

$$= d_{ECOref}\left[\left(4\times10^{5}\,\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COM}}{D_M} + \frac{7\times10^{6}}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(4\times10^{5}\,\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COP}}{D_P} + \frac{7\times10^{6}}{Re_P}\right)^{0,2}\right]$$

where

δ_{ECOref}	standardized reference scalable loss for each component passage when the machine Reynolds number Re_M is equal to the reference Reynolds number (7×10^6) (see A.2 (2) and B.2 (2))
κ_{uCO}	standardized flow velocity factor for each component passage (see B.2 (1))
κ_{dCO}	standardized dimension factor for each component passage (see B.2 (1))
δ_{ECOref}	scalable loss index for each component passage (see B.2 (2))

$$d_{ECOref} = \frac{\delta_{ECOref}}{1+0,35\left(\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}\right)^{0,2}}$$

For radial flow machines, Equation 8 allows to calculate the individual step-ups in the various components, using d_{ECOref} and κ_{uCO} which have been established for each individual component from spiral case to draft tube.

The values of d_{ECOref} and κ_{uCO} for each component passage of Francis turbine and pump-turbine are standardized and shown in 5.3 (1) and (2).

For axial flow machines, the scalable loss is divided into two parts, runner blades and stationary parts. The efficiency step-up ratio for the scalable loss of stationary parts, Δ_{EST}, can be obtained by Equation 8 in the same way as for radial flow machines. In this case, it is considered that the representative flow velocity factor κ_{uST} for all stationary parts can be represented by 0,8 times the flow velocity factor for guide vanes; namely, $\kappa_{uST} = 0,8 \times \kappa_{uGV}$. The value of κ_{uST} is shown in 5.3 (see Annex N of IEC 60193:1999 [1]).

As stated below Equation 5 in 4.1.2, scale effect formula for flat plate represented by Equation 5 is supposed to be applied to runner blades. However, as demonstrated in C.2, the scale effect formula based on Equation 5 can be transformed to the same formula as Equation 8 by introducing the modified flow velocity factor κ^*_{uRU} instead of κ_{uRU}. Therefore, the following formula similar to Equation 8 can be applied to runner blades by using κ^*_{uRU} given in 5.3 (see Annex N of IEC 60193:1999 [1]).

$$\Delta_{ERU} = d_{ERUref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa^*_{uRU}\,\frac{Ra_{RUM}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa^*_{uRU}\,\frac{Ra_{RUP}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right] \quad (9)$$

Then the step-up of the specific hydraulic energy for the whole machine can be calculated by the equation below:

$$\Delta_E = \frac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}} = \sum \Delta_{ECO} \quad (10)$$

The structure of formula is valid for all types of hydraulic reaction machines. Also it can be applied for both turbines and pumps.

4.2.2 Roughness of model and prototype

When applying Equation 8 for the contractual model test to examine whether the model efficiency meets the guarantee or not, the values of surface roughness (Ra) as stipulated below shall be used in the formula.

– Roughness of the model

  The values measured on the model shall be used. The model components are known to have a very good uniformity of roughness per component. When this is the case, 2 to 4 measuring points per component shall suffice. For repetitive components, like stay vanes, guide vanes and runner blades, measurement on at least 2 repetitive components is recommended.

– Roughness of the prototype

  Design values for the prototype roughness, which are offered by the supplier, shall be used as the roughness of the prototype. When the turbine components are completed in the factory, the surface roughness shall be measured and it should be verified that the average value of the measured roughness of each component is equal or finer than the design roughness for the component.

When applying Equation 8 for the assessment of the efficiency improvement in a rehabilitation project, the roughness of the prototype components shall be measured on the existing unit. The improvement of the efficiency achievable by the replacement of some components can be assessed by comparing the efficiencies calculated with the roughness measured on the existing components and with the design values for the new components.

In case of rehabilitation projects, roughness data of those components not to be replaced shall be provided by the owner with the specification. For the measurement of rough surfaces of old turbines, the recommendations described in Annex B (at the end of B.1) for Ra values larger than 50 µm shall be taken into consideration.

When the roughness is measured on the model or the prototype, measurement shall be made carefully so that the measured values may represent the roughness of each component adequately.

For spiral case, stay vanes and draft tube, the sample points shall be selected so as to represent the average roughness of the component correctly. For guide vanes and runner, the sample points shall be selected so as to represent the average roughness of the high flow velocity area of their passages. It is recommended to measure the roughness at sample points as shown below and to use their arithmetic average for each component.

– Spiral case: 9 points or more; at 3 radial sections: entrance, middle, end of casing.
– 2 Stay vane channels: 6 points or more per stay vane channel; 2 points per side of the vane, 1 point on the top of the channel, 1 point on the bottom of the channel.

– 2 Guide vane channels: 10 points or more per guide vane channel between 2 guide vanes; 6 points on the inner side of the guide vane, 2 points on the outer side of the guide vane, 1 point on the top of the channel, 1 point on the bottom of the channel.

– Runner: 20 points or more; with 70 % of them on the high flow velocity area (region A, as defined in Table 1). The number of measuring points on pressure and suction sides of the blade shall be identical.

– Draft tube: 10 points or more; with 70 % of them upstream of the bend.

The surface roughness shall be measured as it appears in actual operation. Painted surface shall be measured over the paint coat.

For axial flow machines, the roughness value given by Equation 11 shall be used as a representative roughness for all stationary parts.

$$Ra_{ST} = \frac{Ra_{SV} + Ra_{GV}}{2} \tag{11}$$

As known by Equation 8, larger efficiency step-up can be achieved by polishing the prototype finer. Nevertheless, the roughness of the prototype should not be finer than the roughness expected after some period of operation (i.e. guaranteed period). Also, very fine polishing is not cost effective, as shown in Figure 2.

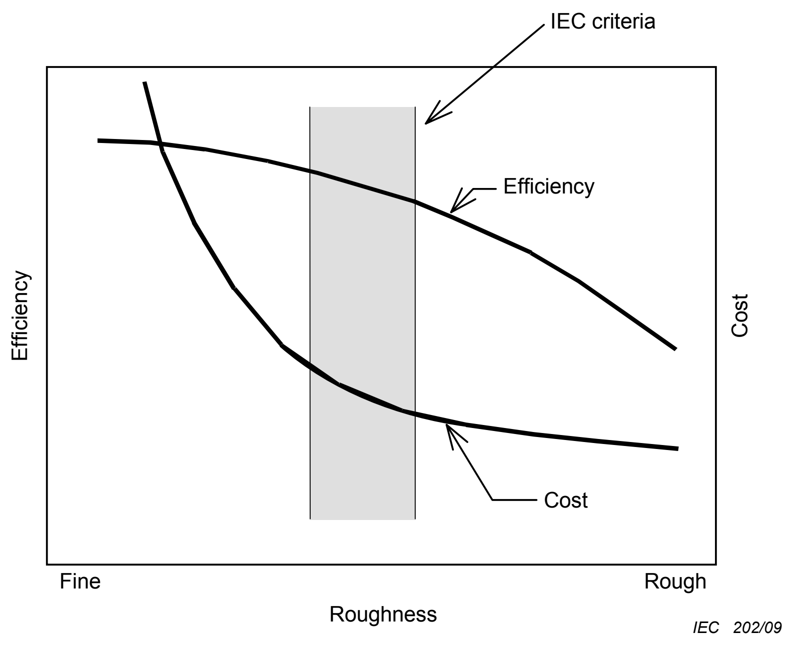


Figure 2 – IEC criteria of surface roughness given in Tables 1 and 2

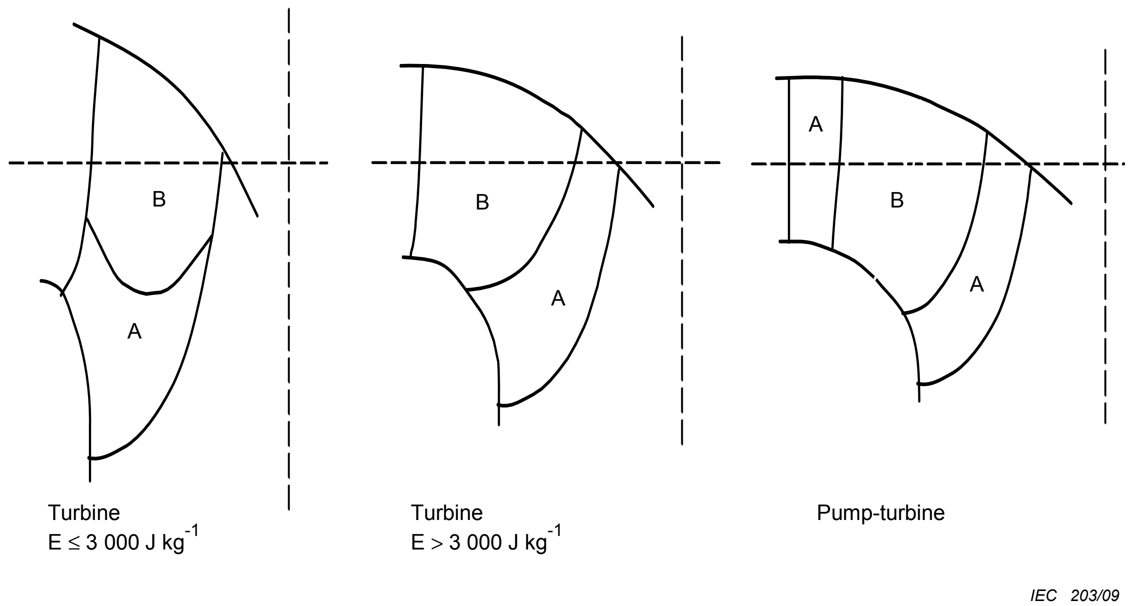
Tables 1 and 2 show the maximum recommended roughness for prototype runner and guide vanes of new turbines. These recommended roughness values supersede those given in IEC 60193.

Table 1 – Maximum recommended prototype runner roughness for new turbines (μm)

$E \leq 3\ 000$ J.kg^{-1}								
Reference diameter	**1 m – 2 m**		**2 m – 4 m**		**4 m – 7 m**		**7 m – 10 m**	
Region	A [a]	B [a]	A	B	A	B	A	B
Roughness (Ra) Pressure side	2,3	3,2	6,3	12,5	12,5	25 [b]	12,5	25 [b]
Roughness (Ra) Suction side	2,3	2,3	2,3	3,2	3,2	6,3	6,3	6,3
$E > 3\ 000$ J.kg^{-1}								
Reference diameter	**1 m – 2 m**		**2 m – 4 m**		**4 m – 7 m**		**7 m – 10 m**	
Region	A	B	A	B	A	B	A	B
Roughness (Ra) Pressure side	2,3	2,3	2,3	3,2	3,2	6,3	6,3	6,3
Roughness (Ra) Suction side	1,6	1,6	2,3	2,3	2,3	3,2	3,2	4,5

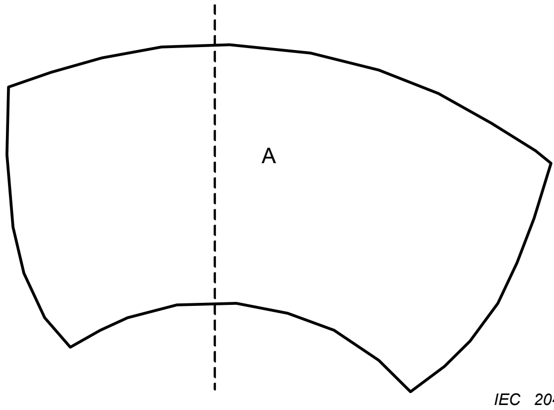
[a] Even though there are only 2 regions A and B in this table, it is well understood that an additional region along the blade inflow edge is often polished to a very low roughness, in order to avoid initiation of cavitation.

[b] These roughness values may seem excessive for these regions. However, the above values were established based on comparable roughness losses between different machine sizes, having different Reynolds number. So, bigger machines, having bigger Reynolds number can afford more roughness. However, it is reasonable to use smaller roughness values than the ones recommended, if the parties involved feel that it is more practical or more economical for the project concerned.



NOTE Concerning the surface roughness along the runner band and the runner crown, a mid value between the "Pressure side" region and the "Suction side" region is recommended.

Figure 3 – Francis Runner blade and fillets

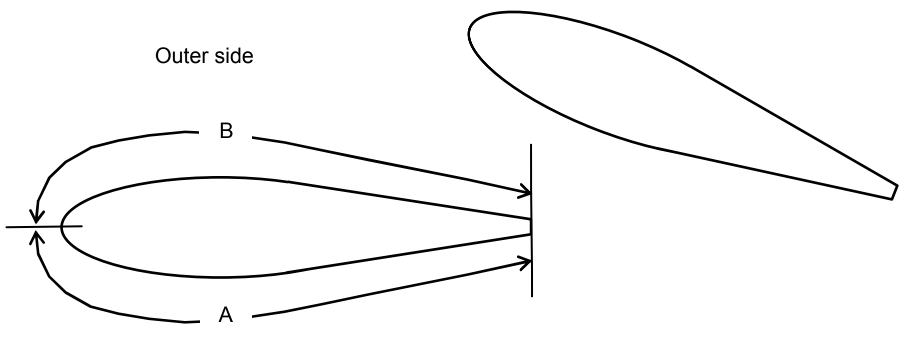


NOTE It is recommended to apply the roughness values specified for "Blade Suction" in Table 1 to both pressure and suction sides of the runner blades for axial flow machines.

Figure 4 – Runner blade axial flow

Table 2 – Maximum recommended prototype guide vane roughness for new turbines (μm)

$E \leq 3\ 000$ J.kg^{-1}								
Reference diameter	**1 m – 2 m**		**2 m – 4 m**		**4 m – 7 m**		**7 m – 10 m**	
Region	A	B	A	B	A	B	A	B
Roughness (Ra)	2,3	2,3	2,3	6,3	3,2	12,5	6,3	12,5
$E > 3\ 000$ J.kg^{-1}								
Reference diameter	**1 m – 2 m**		**2 m – 4 m**		**4 m – 7 m**		**7 m – 10 m**	
Region	A	B	A	B	A	B	A	B
Roughness (Ra)	1,6	2,3	2,3	2,3	2,3	3,2	3,2	6,3



NOTE Concerning the surface roughness along the guide vane passage top and bottom, a mean value of A and B is recommended.

Figure 5 – Guide vanes

4.2.3 Direct step-up for a whole turbine

When the surface roughness of a component passage is finished adequately, corresponding to the flow velocity of each component passage, the step-up of the specific hydraulic energy efficiency for the whole turbine Δ_E can be calculated directly without calculating Δ_{ECO} for the components. Such simplified procedure is described in B.3 for radial flow machines and in C.10 for axial flow machines. Those simplified formulae may be used upon prior agreement among the concerned parties.

4.3 Power efficiency (disc friction)

4.3.1 Step-up formula

Disc friction has a significant impact on the efficiency of low specific speed radial machines. The following step-up formula, Equation 12, is obtained by putting Equation 6 into Equation 7. It describes the variation of power efficiency of radial flow machines due to the difference in Reynolds number and surface roughness (see Annex D).

$$\Delta_T = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} = \delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$$

$$= \delta_{Tref}\frac{\left(7{,}5\times10^4\,\kappa_T\,\frac{Ra_{TM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(7{,}5\times10^4\,\kappa_T\,\frac{Ra_{TP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}}{1 + 0{,}154\kappa_T{}^{0{,}4}}$$

$$\therefore\quad \Delta_T = d_{Tref}\left[\left(7{,}5\times10^4\kappa_T\frac{Ra_{TM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(7{,}5\times10^4\kappa_T\frac{Ra_{TP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}\right] \qquad (12)$$

where

$$\delta_{Tref} = 1 - \eta_{Tref}$$

$$d_{Tref} = \frac{\delta_{Tref}}{1 + 0{,}154\kappa_T{}^{0{,}4}}$$

κ_T: dimension factor for the disc relating to disc friction loss

$$\kappa_T = \frac{2a}{D} = \frac{D_d}{D}$$

Ra_T: representative roughness given by Equation 13.

The scalable disc friction loss d_{Tref} as appeared in Equation 12 is referred to the model at the reference Reynolds number $Re_{ref} = 7\times10^6$ with smooth surface. The values of d_{Tref} and κ_T have been established as a function of type and specific speed of a radial flow machine. They are standardized and set out in 5.4.

For axial flow machines, the surface friction of runner hub is negligibly small. Therefore, it is considered in this standard that Δ_T is zero for axial flow machines.

4.3.2 Roughness of model and prototype

Generally the rules stated in 4.2.2 apply to the roughness concerning the disc friction except the requirement for the sample points as set out below.

Since the roughness near the outer periphery of runner crown and runner band has dominant influence on the disc friction loss, it is recommended to measure the roughness at the sample points as set out below.

- Runner crown: 2 points or more near outer periphery.
- Runner band: 2 points or more near outer periphery.
- Stationary part: 4 points or more at the areas facing to the sample points of runner.

Since the roughness of the rotating part has dominant influence of the disc friction torque, the weighted mean roughness as given by the following formula shall be used for Ra_T in Equation 12.

$$Ra_T = \frac{2 \times Ra_{TR} + Ra_{TS}}{3} \tag{13}$$

where

Ra_{TR} average roughness of those measured on the rotating part;

Ra_{TS} average roughness of those measured on the stationary part.

4.4 Volumetric efficiency

An estimation of the influence of Reynolds number to the volumetric efficiency demonstrates that the influence is almost negligibly small in case that the geometrical configuration of clearances, labyrinths, balancing holes/pipes is similar at both model and prototype. Therefore, in case that the geometry of the seal of the model is made homologous to the prototype within the deviation as set out in Table 3 below, the volumetric efficiency are considered to be the same at model and prototype (see E.3).

Table 3 – Permissible deviation of the geometry of model seals from the prototype

Dimensions and design	Permissible deviation from the prototype
Radial clearance of runner seals *	0 ~ + 20 %
Diameter of seal	± 5 %
Axial length of seal clearances *	0 ~ − 20 %
Number of steps or grooves	should be the same
Shape of steps or grooves (see Annex D)	shall be homologous
NOTE In case of axial flow machines, the words marked by * should be read as "blade tip clearances" and “thickness of blade tip”, respectively. Only these two criteria for radial clearance and thickness of blade tip should be applied.	

However, normally it is quite difficult, sometimes not practicable and sometimes impossible, to fabricate the runner seals of the model in complete homology with the corresponding prototype. In all these cases, the leakage flow has to be calculated separately for both model and prototype and the volumetric efficiency has to be adjusted accordingly. In this case one can write

$$\Delta_Q = \frac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}} = \frac{\eta_{QP}}{\eta_{QM}} - 1 \tag{14}$$

If there is no agreement between the concerned parties about the calculation of Δ_Q, the formula given in E.2 may be applied.

5 Standardized values of scalable losses and pertinent parameters

5.1 General

The values of d_{ECOref} and κ_{uCO} to calculate the step-up of specific hydraulic energy efficiency and those of d_{Tref} and κ_T to calculate the step-up of power efficiency (disc friction) are shown in this clause. They are referred to a reference Reynolds number Re_{ref} = 7×10^6 and correspond to the machines with smooth surface.

5.2 Specific speed

A hydraulic machine of any type can be described by its specific speed at the point of maximum efficiency. Therefore in the first step, the specific speed N_{QE} of the tested machine at its maximum efficiency has to be calculated.

$$N_{QE} = \frac{n \times Q_1^{\,0,5}}{E^{0,75}} \quad \text{or} \quad N_{QE} = n_{ED} Q_{ED}^{\,0,5} = \frac{Q_{nD}^{\,0,5}}{E_{nD}^{\,0,75}} \tag{15}$$

where

n rotational speed (s^{-1});

Q_1 discharge of machine (m^3/s);

E specific hydraulic energy of machine ($J\ kg^{-1}$).

For reversible pump-turbines, the specific speed at each maximum efficiency point when operating as a turbine or as a pump, should be calculated and taken as a reference to obtain the scalable losses in turbine or pump operation, respectively.

As the specific speeds of different machines from different manufacturers for the same specified prototype conditions are quite close, it is possible to fix d_{ECOref}, κ_{uCO}, d_{Tref} and κ_T in advance in a specification. Also, for a comparative model test, common values of d_{ECOref}, κ_{uCO}, d_{Tref} and κ_T should be defined.

5.3 Parameters for specific hydraulic energy efficiency step-up

Once an investigated hydraulic machine is described by its specific speed, the factors d_{ECOref} and κ_{uCO} for a smooth model, which are required to apply the step-up formula, can be determined by the equations shown in Tables 4, 5, 6 and 7.

These equations are valid in the specific speed range shown below each table.

NOTE Beyond these specific speed ranges, the equations are not substantiated by analytical or experimental data and may not be correct. However, even beyond these specific speed ranges, the attached Excel sheets give step-up values which are calculated by extrapolating the equations. These step-up values are shown primarily for information. If they are used for the evaluation of contractual model test results, agreement shall be made in advance among the concerned parties.

1) Francis turbines

Table 4 – Scalable loss index d_{ECOref} and velocity factor κ_{uCO} for Francis turbines

Component passage	d_{ECOref}	κ_{uCO}
Spiral case	$d_{ESPref} = 0,40/100$	$\kappa_{uSP} = -0,5\,N_{QE} + 0,33$
Stay vanes	$d_{ESVref} = (-N_{QE} + 0,40)/100$	$\kappa_{uSV} = -1,4\,N_{QE} + 0,60$
Guide vanes	$d_{EGVref} = (-2,9\,N_{QE} + 1,65)/100$	$\kappa_{uGV} = -3,3\,N_{QE} + 1,29$
Runner	$d_{ERUref} = (3,4\,N_{QE} + 0,55)/100$	$\kappa_{uRU} = -1,3\,N_{QE} + 0,90$
Draft tube	$d_{EDTref} = (0,5\,N_{QE} + 0,05)/100$	$\kappa_{uDT} = 0,28$
NOTE The above equations are valid for $0,06 \le N_{QE} \le 0,30$ (see B.4, B.5 and B.6).		

2) Pump-turbines

a) Turbine operation

Table 5 – Scalable loss index d_{ECOref} and velocity index κ_{uCO} for pump-turbines in turbine operation

Component passage	d_{ECOref}	κ_{uCO}
Spiral case	$d_{ESPref} = 0{,}45/100$	$\kappa_{uSP} = -0{,}5\,N_{QE} + 0{,}34$
Stay vanes	$d_{ESVref} = (-N_{QE} + 0{,}45)/100$	$\kappa_{uSV} = -1{,}4\,N_{QE} + 0{,}57$
Guide vanes	$d_{EGVref} = (-2{,}9\,N_{QE} + 1{,}65)/100$	$\kappa_{uGV} = -3{,}3\,N_{QE} + 1{,}23$
Runner	$d_{ERUref} = (3{,}4\,N_{QE} + 1{,}35)/100$	$\kappa_{uRU} = -1{,}3\,N_{QE} + 0{,}87$
Draft tube	$d_{EDTref} = (0{,}5\,N_{QE} + 0{,}05)/100$	$\kappa_{uDT} = 0{,}31$
NOTE The above equations are valid for $0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}20$ (see B.4, B.5 and B.6).		

b) Pump operation

Table 6 – Scalable loss index d_{ECOref} and velocity index κ_{uCO} for pump-turbines in pump operation

Component passage	d_{ECOref}	κ_{uCO}
Spiral case	$d_{ESPref} = 0{,}45/100$	$\kappa_{uSP} = -0{,}5\,N_{QE} + 0{,}31$
Stay vanes	$d_{ESVref} = (-N_{QE} + 0{,}50)/100$	$\kappa_{uSV} = -1{,}4\,N_{QE} + 0{,}53$
Guide vanes	$d_{EGVref} = (-2{,}9\,N_{QE} + 1{,}65)/100$	$\kappa_{uGV} = -3{,}3\,N_{QE} + 0{,}96$
Runner	$d_{ERUref} = (3{,}4\,N_{QE} + 1{,}55)/100$	$\kappa_{uRU} = -1{,}3\,N_{QE} + 0{,}79$
Draft tube	$d_{EDTref} = (0{,}5\,N_{QE} + 0{,}05)/100$	$\kappa_{uDT} = 0{,}27$
NOTE The above equations are valid for $0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}20$ (see B.4, B.5 and B.6).		

3) Axial flow machines

Table 7 – Scalable loss index d_{ECOref} and velocity factor κ_{uCO} for axial flow machines

Component passage	d_{ECOref}	κ_{uCO}
Runner	$d_{ERUref} = 2{,}45/100$	$\tilde{\kappa}_{uRU} = 1{,}29$
All stationary parts	$d_{ESTref} = 1{,}23/100$	$\kappa_{uST} = 0{,}19$
NOTE The above equations are valid for $0{,}25 \le N_{QE} \le 0{,}70$ (see C.9).		

5.4 Parameters for power efficiency (disc friction) step-up

The following equations shall be used to obtain d_{Tref} and κ_T (see D.3). These equations are valid in the specific speed range shown for each equation.

NOTE Beyond these specific speed ranges, the equations are not substantiated by analytical or experimental data and may not be correct. However, even beyond these specific speed ranges, they may be used for the evaluation of contractual model test results by mutual agreement among the concerned parties.

1) Francis turbines

$$d_{Tref} = \left(0{,}44 + \frac{0{,}004}{N_{QE}{}^2}\right) \times \frac{1}{100} \text{ for } 0{,}06 \leq N_{QE} \leq 0{,}30 \quad (16)$$

$$\kappa_T = -5{,}7\,N_{QE} + 2{,}0 \quad \text{or} \quad 1{,}0\,, \quad \text{whichever larger} \quad (17)$$

2) Pump-turbines

a) Turbine operation

$$d_{Tref} = \left(0{,}97 + \frac{0{,}012}{N_{QE}{}^2}\right) \times \frac{1}{100} \text{ for } 0{,}06 \leq N_{QE} \leq 0{,}20 \quad (18)$$

$$\kappa_T = -8{,}3\,N_{QE} + 2{,}7 \quad \text{or} \quad 1{,}0\,, \quad \text{whichever larger} \quad (19)$$

b) Pump operation

$$d_{Tref} = \left(1{,}23 + \frac{0{,}015}{N_{QE}{}^2}\right) \times \frac{1}{100} \text{ for } 0{,}06 \leq N_{QE} \leq 0{,}20 \quad (20)$$

$$\kappa_T = -7{,}5\,N_{QE} + 2{,}7 \quad \text{or} \quad 1{,}0\,, \quad \text{whichever larger} \quad (21)$$

6 Calculation of prototype performance

6.1 General

The formulae set out from 6.2 to 6.6 concern the conversion of the hydraulic performance data from a homologous model to a prototype for hydraulically similar operating conditions.

Using the methods of measurement described in IEC 60193, absolute model test data such as η_M, E_M, Q_M, T_M, P_M, Re_M, etc. are obtained for each test point.

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

For off-design points, Δ_E, Δ_T and Δ_Q calculated for the maximum efficiency point shall be used from Equation 22 to Equation 33. It should be noted that this procedure gives slightly less step-up of efficiency for off-design points comparative to the maximum efficiency point.

6.2 Hydraulic efficiency

The hydraulic prototype efficiency of a hydraulic machine can be calculated by the following formula:

$$\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = \frac{\eta_{EP} \times \eta_{TP} \times \eta_{QP}}{\eta_{EM} \times \eta_{TM} \times \eta_{QM}} = (1 + \Delta_E)(1 + \Delta_T)(1 + \Delta_Q) \quad (22)$$

The mathematically strict derivation leads to a multiplier η_{hP}/η_{hM}. By omitting terms of second and higher order, the following equation can be applied. It shows negligible deviation from the strict formula but leads to the customary constant adder.

$$\Delta\eta_h = \eta_{hM}\left(\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} - 1\right) \cong \eta_{hM}\left(\Delta_E + \Delta_T + \Delta_Q\right) \tag{23}$$

In case of axial flow machines with homologous gaps, $\Delta_T = \Delta_Q = 0$. Then, the above formula is simplified to:

$$\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = \frac{\eta_{EP}}{\eta_{EM}} = \left(1 + \Delta_E\right) \tag{24}$$

or

$$\Delta\eta_h = \eta_{hM} \times \Delta_E \tag{25}$$

In case the model hydraulic efficiency η_M is higher than "assumed maximum hydraulic efficiency: η_{hAmax}'", it is assumed that the standardized loss terms provided in this standard (d_{ECOref}, d_{Tref}, 1-η_{QM}) are uniformly decreased by multiplying them by (1-η_M)/(1-η_{hAmax}). The attached Excel sheets give step-up values using thus modified loss terms. If these step-up values are used for contractual model tests, it shall be agreed on in advance among the concerned parties.

NOTE "Assumed maximum hydraulic efficiency: η_{hAmax}" is defined as the efficiency which is given by the values of δ_{Eref}, δ_{Tref} and volumetric efficiency η_Q given in this standard, assuming no kinetic loss is present.

$$\eta_{hAmax} = (1 - \delta_{Eref}) \times (1 - \delta_{Tref}) \times \eta_Q$$

6.3 Specific hydraulic energy

Under hydraulically homologous conditions, the specific hydraulic energy is converted by the following equations.

Turbine operation: (see Note in 6.6)

$$\frac{E_P}{E_M} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \times \left(\frac{\eta_{EM}}{\eta_{EP}}\right) = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \times \left(\frac{1}{1+\Delta_E}\right) \tag{26}$$

Pump operation:

$$\frac{E_P}{E_M} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \times \left(\frac{\eta_{EP}}{\eta_{EM}}\right) = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \times \left(1+\Delta_E\right) \tag{27}$$

6.4 Discharge

Under hydraulically homologous conditions, the discharge is converted by the following equations.

Turbine operation: (see Note in 6.6)

$$\frac{Q_{1P}}{Q_{1M}} = \frac{n_P}{n_M} \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \times \frac{\eta_{QM}}{\eta_{QP}} = \frac{n_P}{n_M} \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \times \left(\frac{1}{1+\Delta_Q}\right) \tag{28}$$

Pump operation:

$$\frac{Q_{1P}}{Q_{1M}} = \frac{n_P}{n_M} \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \times \frac{\eta_{QP}}{\eta_{QM}} = \frac{n_P}{n_M} \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \times (1+\Delta_Q) \tag{29}$$

6.5 Torque

Under hydraulically homologous conditions, the torque is converted by the following equations.

Turbine operation:

$$\frac{T_{mP}}{T_{mM}} = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times \left(\frac{\eta_{TP}}{\eta_{TM}}\right) = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times (1+\Delta_T) \tag{30}$$

Pump operation:

$$\frac{T_{mP}}{T_{mM}} = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times \left(\frac{\eta_{TM}}{\eta_{TP}}\right) = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times \left(\frac{1}{1+\Delta_T}\right) \tag{31}$$

6.6 Power

Under hydraulically homologous conditions, the power is converted by the following equations.

Turbine operation: (see Note in 6.6)

$$\frac{P_{mP}}{P_{mM}} = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times \left(\frac{\eta_{TP}}{\eta_{TM}}\right) = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times (1+\Delta_T) \tag{32}$$

Pump operation:

$$\frac{P_{mP}}{P_{mM}} = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times \left(\frac{\eta_{TM}}{\eta_{TP}}\right) = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times \left(\frac{1}{1+\Delta_T}\right) \tag{33}$$

NOTE In usual practice of the step-up calculation of turbine performance, firstly the value of n_{EDM} corresponding to the specified head for the prototype turbine E_P is calculated. Then, on the model performance curves, the values of η_{hM} and Q_{EDM} (and/or P_{EDM}) corresponding to this n_{EDM} are read.

In this procedure, the value of n_{EDM} should be calculated by the following formula considering the scale effect on E_P.

$$n_{EDM} = \frac{n_P \times D_P}{\sqrt{E_P}} \times \frac{1}{\sqrt{1+\Delta_E}}$$

Then the model values of η_{hM} and Q_{EDM} (and/or P_{EDM}) are converted to the prototype values.

For the conversion of η_{hM}, Equation 22 should be applied.

For the conversion of other performance parameters, such as Q_{EDM} and P_{EDM}, the following formulae should be used considering the scale effect.

$$Q_{1P} = Q_{1M}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{n_P D_P}{n_M D_M}\right)\frac{1}{1+\Delta_Q} = Q_{1M}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{0{,}5}\frac{(1+\Delta_E)^{0{,}5}}{1+\Delta_Q}$$

$$\therefore\ Q_{1P} = Q_{EDM} \times D_P^{\,2} \times E_P^{\,0{,}5}\frac{(1+\Delta_E)^{0{,}5}}{1+\Delta_Q}$$

$$P_{1P} = P_{1M}\left(\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{n_P D_P}{n_M D_M}\right)^3(1+\Delta_T) = P_{1M}\left(\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1{,}5}(1+\Delta_E)^{1{,}5}(1+\Delta_T)$$

$$\therefore\ P_{1P} = P_{EDM} \times \rho_{1P} \times D_P^{\,2} \times E_P^{\,1{,}5}(1+\Delta_E)^{1{,}5}(1+\Delta_T)$$

6.7 Required input data

Required input data for the calculation of the prototype performance are itemized in Table 8.

Table 8 – Required input data for the calculation of the prototype performance

			Model	Prototype	Note
a) For conversion of the maximum efficiency point					
Operating Data	Reference diameter		D_M	D_P	
	Speed		n_{Mopt}	n_P	n_P: rated speed
	Discharge		Q_{1Mopt}	–	
	Specific hydraulic energy		E_{Mopt}	–	or H_{Mopt}
	Hydraulic efficiency		η_{Mopt}	–	
	Water temperature		t_{WM}	t_{WP}	
Data for step-up of η_E	Roughness	Spiral case	Ra_{SPM}	Ra_{SPP}	
		Stay vanes	Ra_{SVM}	Ra_{SVP}	
		Guide vanes	Ra_{GVM}	Ra_{GVP}	
		Runner blades	Ra_{RUM}	Ra_{RUP}	
		Draft tube	Ra_{DTM}	Ra_{DTP}	
Data for step-up of η_T	Roughness	Outer surface of runner	Ra_{TRM}	Ra_{TRP}	
		Stationary part facing to runner	Ra_{TSM}	Ra_{TSP}	
The dimensions below are required only if the runner seal geometry of the model is not homologous to the prototype.					
Data for correction of η_Q (when geometry of runner seal is not homologous)	Seal clearances[a]		C_{c1M}	C_{c1P}	Outer seal, crown side
			C_{c2M}	C_{c2P}	Inner seal, crown side
			C_{b1M}	C_{b1P}	Outer seal, band side
			C_{b2M}	C_{b2P}	Inner seal, band side
	Radius of seals[a]		R_{c1iM}	R_{c1iP}	Outer seal, crown side
			R_{c2iM}	R_{c2iP}	Inner seal, crown side
			R_{b1iM}	R_{b1iP}	Outer seal, band side
			R_{b2iM}	R_{b2iP}	Inner seal, band side
	Seal length[a]		L_{c1iM}	L_{c1iP}	Outer seal, crown side
			L_{c2iM}	L_{c2iP}	Inner seal, crown side
			L_{b1iM}	L_{b1iP}	Outer seal, band side
			L_{b2iM}	L_{b2iP}	Inner seal, band side

		Model	Prototype	Note
b) For conversion of turbine/pump performance				
General	Density of water	ρ_M	ρ_P	
For conversion of Turbine performance	Speed	n_{EDM}	n_P	n_P: rated speed
	Discharge	Q_{EDM}		
	Specific hydraulic energy		E_P	or H_P
	Power[a]	(P_{EDM})		
	Hydraulic efficiency	η_{hM}		
For conversion of Pump performance	Speed		n_P	n_P: rated speed
	Discharge	Q_{nDM}		
	Specific hydraulic energy	E_{nDM}	E_P	or H_P
	Power [a]	(P_{nDM}) [a]		
	Hydraulic efficiency	η_{hM}		
[a] If the prototype power is calculated from ρ_P, η_{hP}, E_P and Q_P, these model values for power are not necessary.				

7 Calculation procedure

Summarizing, the procedure how to scale up hydraulic model performance data to prototype conditions consists of the following steps:

step 1: Determination of the specific speed N_{QE} at the maximum efficiency point.

step 2: Calculation of scalable loss index d_{ECOref} and velocity index κ_{uCO} of each component corresponding to the N_{QE} obtained above.

step 3: Calculation of loss index d_{Tref} and dimension index κ_T for disc friction loss step-up.

step 4: Determination of surface quality expressed by Ra.

step 5: Determine the geometrical data for runner seals, if they are not homologous.

step 6: Calculation of individual step-ups $\left(\Delta_E = \dfrac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}}, \Delta_Q = \dfrac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}}, \Delta_T = \dfrac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}}\right)$.

step 7: Calculation of prototype performance.

The attached flow chart represents the whole procedure starting from the calculation of specific speed to the calculation of prototype performance data. As demonstrated in this flow chart, the application of the new method is, despite the new features, still easy to handle.

By utilizing the Excel sheets attached to this standard, the step-up calculation can be done simply by entering the required input data into the relevant cells of input form.

Step 1 Calculation of specific speed at maximum efficiency point: $N_{QE} = \frac{nQ_1^{0,5}}{E^{0,75}}$.

Step 2 Calculation of scalable loss factors δ_{ECOref} and velocity factor κ_{uCO} of each component.

Step 3 Calculation of scalable disc friction loss index δ_{Tref} and dimension factor κ_T.

Step 4 Determination of roughness quality expressed by Ra.

Step 5 Determination of dimensions of seal geometry, if they are not homologous.

Step 6 Calculation of individual step-up values with Equations. 8 to 14:

Δ_E: Equations 8 to 10

Δ_T: Equation 12

Δ_Q: Equation 14

Step 7 Calculation of prototype performance with Equations 22 to 33. The example shown below is for turbine operation:

$$\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = (1+\Delta_E)(1+\Delta_Q)(1+\Delta_T)$$

$$\frac{E_P}{E_M} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{1}{1+\Delta_E}\right) \qquad \frac{T_{mP}}{T_{mM}} = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 (1+\Delta_T)$$

$$\frac{Q_{1P}}{Q_{1M}} = \frac{n_P}{n_M} \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \left(\frac{1}{1+\Delta_Q}\right) \qquad \frac{P_{mP}}{P_{mM}} = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 (1+\Delta_T)$$

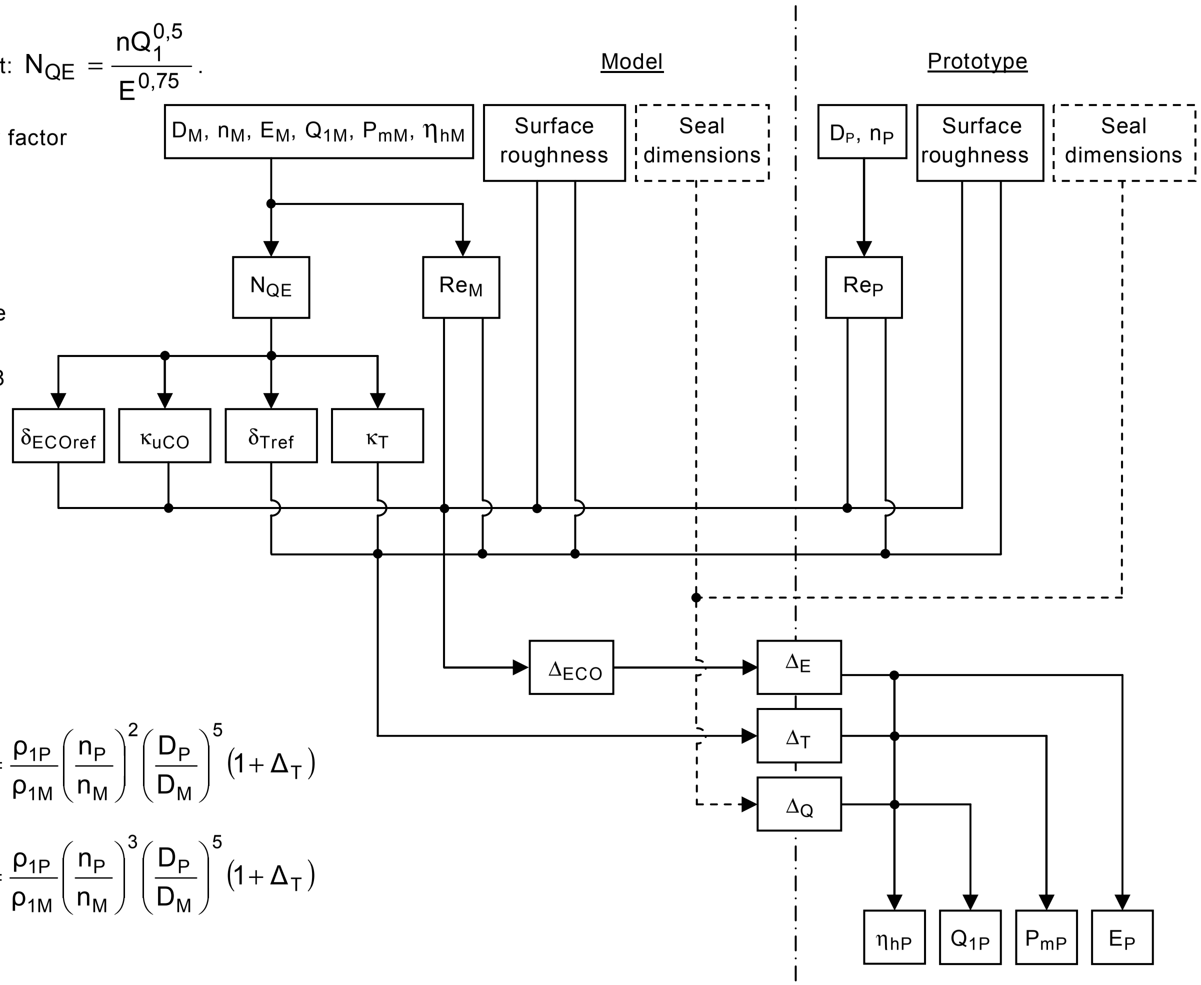


Figure 6 – Calculation steps of step-up values

Annex A
(informative)

Basic formulae and their approximation

A.1 Basic concept of loss structure and scale effect

The scale effect formulae set out in this standard are derived from the following basis.

1) Loss structure and efficiency components.

As illustrated in Figures A.1 and A.2, losses in hydraulic machines are classified into four component losses. (see Annex N of IEC 60193:1999 [1], [8], [10])

They are:

- specific hydraulic energy loss: E_L;
- leakage flow loss: q;
- disk friction loss: P_{Ld} ;
- bearing friction loss: P_{Lm} .

Corresponding to each loss, the following efficiency components are defined.

- specific hydraulic energy efficiency: η_E;
- volumetric efficiency: η_Q;
- power efficiency: η_T;
- mechanical efficiency: η_m.

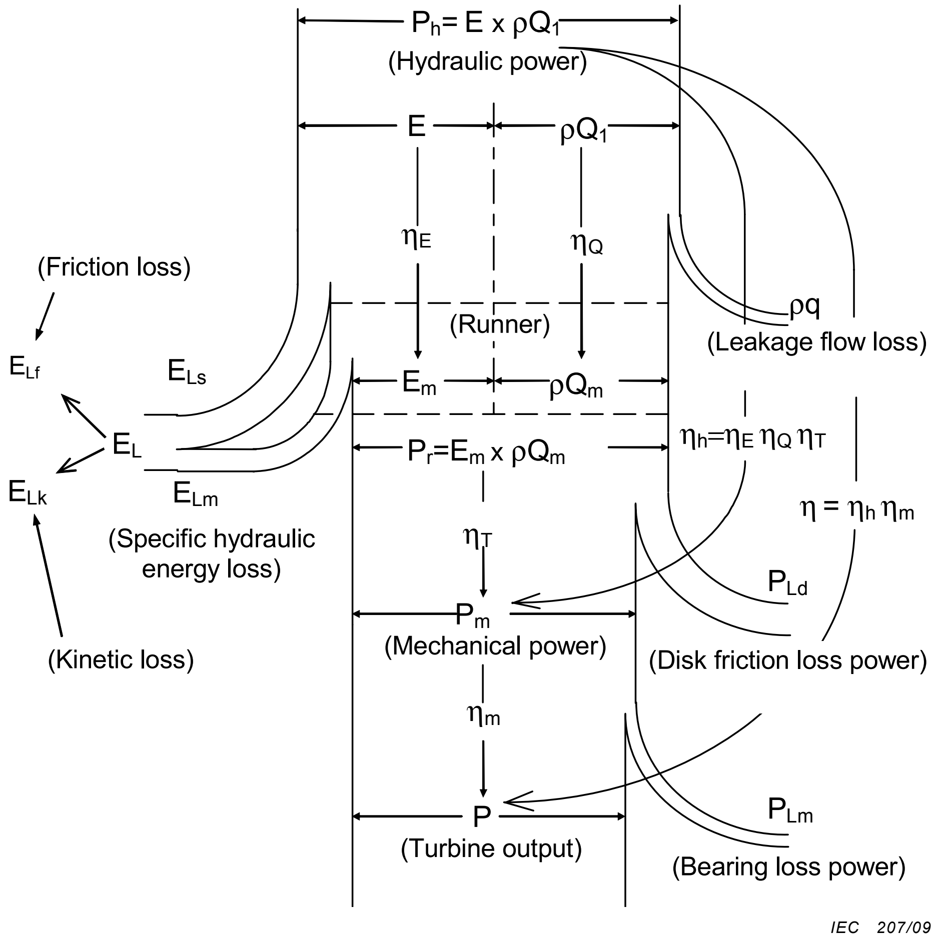


Figure A.1 – Flux diagram for a turbine

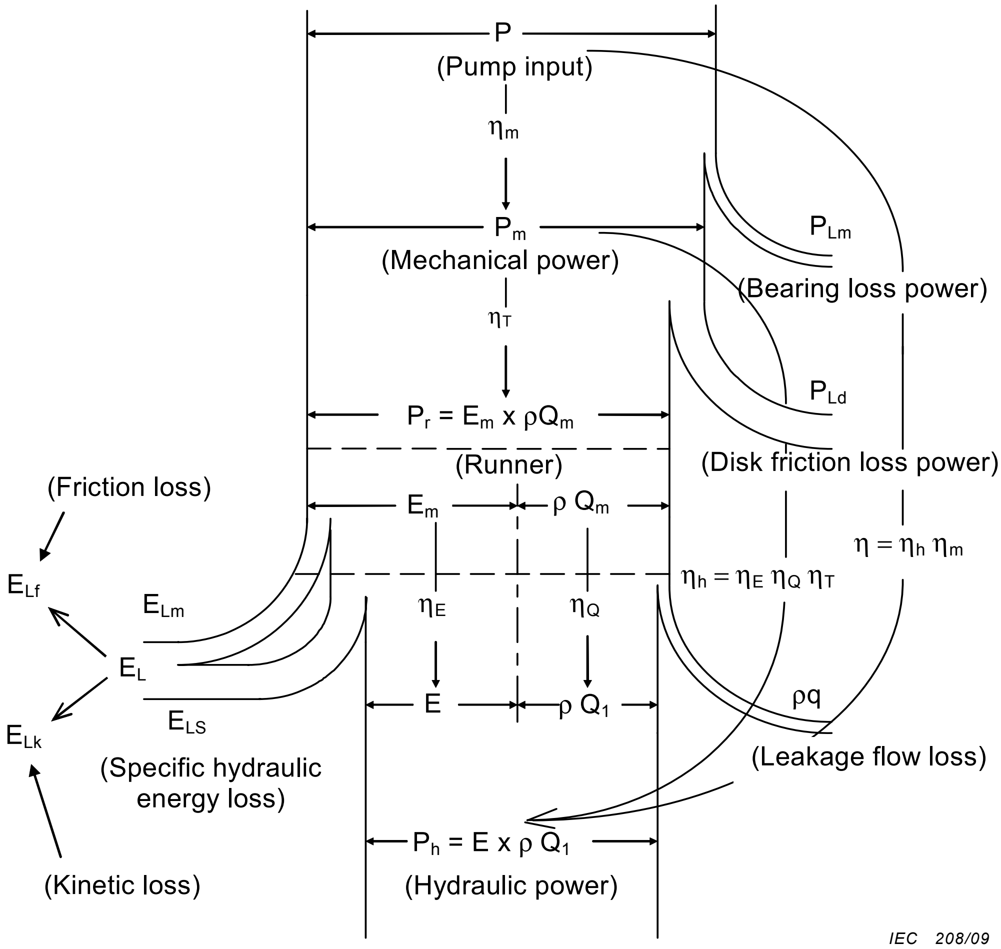


Figure A.2 – Flux diagram for a pump

The ratio of $\frac{P_m}{P_h}$ (for turbine) or $\frac{P_h}{P_m}$ (for pump) is defined as hydraulic efficiency η_h, which is expressed as the product of η_E, η_Q and η_T.

This standard deals with the scale effect on the hydraulic efficiency η_h and the mechanical efficiency η_m is excluded from the topic of this standard.

2) Homologous operating condition

Homologous operating condition of the runner/impeller between a model and a prototype can be achieved when the velocity triangles at both inlet and outlet of the runner/impeller are homologous. However, strictly speaking, homology of both the inlet and the outlet velocity triangles cannot be maintained simultaneously due to the scale effect on the internal flow in the runner/impeller. According to the theoretical assessment, it has been proved that, if the homology of the velocity triangle at the high pressure side of the runner/impeller is maintained, the deviation of the velocity triangle at its low pressure side is very minor and it does not affect its performance significantly. Therefore, it is considered in this standard that the homologous operating condition between model and prototype can be achieved when the homology of the velocity triangle at the high pressure side of the runner/impeller is maintained [2]. In case that such homologous operating condition is maintained between model and prototype, the performance parameters of the runner/impeller, E_m, Q_m and P_r can be converted by hydraulic similarity law as shown below without any shifting due to the scale effect.

$$E_{mP} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 E_{mM}, \; Q_{mP} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 Q_{mM} \text{ and } P_{rP} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 P_{rM} \qquad \text{(A.1)}$$

3) Shifting of performance [7]

When η_E, η_Q and η_T of the prototype differ from those of the model due to the scale effect, the performance parameters of the prototype can be calculated by the following formulae considering that E_m, Q_m and P_r are homologous between model and prototype.

For turbines:

$$E_{mP} = \eta_{EP} E_P \quad \text{and} \quad E_{mM} = \eta_{EM} E_M$$

$$\therefore \; E_P = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{\eta_{EM}}{\eta_{EP}}\right) E_M = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{\eta_{EM}}{\eta_{EM} + \Delta\eta_E}\right) E_M$$

$$= \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{1}{1 + \dfrac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}}}\right) E_M = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{1}{1 + \Delta_E}\right) E_M \qquad \text{(A.2)}$$

$$Q_{mP} = \eta_{QP} Q_{1P} \quad \text{and} \quad Q_{mM} = \eta_{QM} Q_{1M}$$

$$\therefore \; Q_{1P} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \left(\frac{\eta_{QM}}{\eta_{QP}}\right) Q_{1M} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \left(\frac{\eta_{QM}}{\eta_{QM} + \Delta\eta_Q}\right) Q_{1M}$$

$$= \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \left(\frac{1}{1 + \dfrac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}}}\right) Q_{1M} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \left(\frac{1}{1 + \Delta_Q}\right) Q_{1M} \qquad \text{(A.3)}$$

$$P_{rP} = \frac{P_{mP}}{\eta_{TP}} \quad \text{and} \quad P_{rM} = \frac{P_{mM}}{\eta_{TM}}$$

$$\therefore \; P_{mP} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \left(\frac{\eta_{TP}}{\eta_{TM}}\right) P_{mM} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \left(\frac{\eta_{TM} + \Delta\eta_T}{\eta_{TM}}\right) P_{mM}$$

$$= \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \left(1 + \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}}\right) P_{mM} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 (1 + \Delta_T) P_{mM} \qquad \text{(A.4)}$$

For pumps:

$$E_{mP} = \frac{E_P}{\eta_{EP}} \quad \text{and} \quad E_{mM} = \frac{E_M}{\eta_{EM}}$$

$$\therefore \; E_P = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{\eta_{EP}}{\eta_{EM}}\right) E_M = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{\eta_{EM} + \Delta\eta_E}{\eta_{EM}}\right) E_M$$

$$= \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(1 + \frac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}}\right) E_M = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 (1 + \Delta_E) E_M \qquad \text{(A.5)}$$

$$Q_{mP} = \frac{Q_{1P}}{\eta_{QP}} \quad \text{and} \quad Q_{mM} = \frac{Q_{1M}}{\eta_{QM}}$$

$$\therefore\ Q_{1P} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3\left(\frac{\eta_{QP}}{\eta_{QM}}\right)Q_{1M} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3\left(\frac{\eta_{QM}+\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}}\right)Q_{1M}$$

$$= \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3\left(1+\frac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}}\right)Q_{1M} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3(1+\Delta_Q)Q_{1M} \qquad \text{(A.6)}$$

$$P_{rP} = \eta_{TP}P_{mP} \quad \text{and} \quad P_{rM} = \eta_{TM}P_{mM}$$

$$\therefore\ P_{mP} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5\left(\frac{\eta_{TM}}{\eta_{TP}}\right)P_{mM} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5\left(\frac{\eta_{TM}}{\eta_{TM}+\Delta\eta_T}\right)P_{mM}$$

$$= \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5\left(\frac{1}{1+\dfrac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}}}\right)P_{mM} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5\left(\frac{1}{1+\Delta_T}\right)P_{mM} \qquad \text{(A.7)}$$

Scale effect on the performance at off-design points is complicated. In this standard, however, it is prescribed that the performance at off-design points shall be calculated in the same manner by using Equations A.2 to A.7 with Δ_E, Δ_Q and Δ_T obtained for the maximum efficiency point.

4) Scalable losses

As stated in 4.1.1, the following losses are subject to scale effect by the difference of Reynolds number and the relative roughness.

- Specific hydraulic energy loss due to friction: E_{Lf}
- Leakage loss: q
- Disc friction loss: P_{Ld}

In the past international standards, all scalable losses were dealt with collectively. The magnitude of the scalable loss was estimated by the assumption that its ratio over the total loss, which had been denoted as V, could be given as a certain constant value for each type of hydraulic machines. This assumption gave larger value of the scalable loss to low efficiency turbines and, as a result, it gave unreasonably high efficiency step-up for them.

In this standard, however, it is considered that the relative magnitude of each scalable loss to each corresponding performance parameter except for discharge ($\delta_E = E_{Lf}/E$ and $\delta_T = P_{Ld}/P_m$) is given as a function of the specific speed for each type of the machine. This enables to calculate the scale effect on each efficiency component individually and to calculate the shifting of each performance parameter as stated in 3) above.

A.2 Derivation of the scale effect formulae and the approximation introduced for simplifications

1) Scalable loss ratio in specific hydraulic energy δ_E and specific hydraulic energy efficiency η_E

Similarly to the conventional IEC standard, the relative scalable loss δ_E and the relative non-scalable loss δ_{ns} are defined. The relations among these values and the specific hydraulic energy efficiency η_E are shown below. It should be noted that the homologous quantity which is directly transposable from the model to the prototype by the hydraulic similarity law is E_m but not E. To explain simply the derivation of the formulae, new parameters, δ_E^* and δ_{ns}^*, defined by using E_m are introduced in the table shown below.

<table>
<tr><th></th><th>Turbine</th><th>Pump</th></tr>
<tr><td>Definition of η_E</td><td>$\eta_E = \frac{E_m}{E} = \frac{E - \left(\sum E_{Lf} + \sum E_{Lk}\right)}{E}$</td><td>$\eta_E = \frac{E}{E_m} = \frac{E}{E + \left(\sum E_{Lf} + \sum E_{Lk}\right)}$</td></tr>
<tr><td>Definition of δ_E and δ_{ns}</td><td>$\delta_E = \frac{\sum E_{Lf}}{E} = \eta_E \frac{\sum E_{Lf}}{E_m}$
$\delta_{ns} = \frac{\sum E_{Lk}}{E} = \eta_E \frac{\sum E_{Lk}}{E_m}$</td><td>$\delta_E = \frac{\sum E_{Lf}}{E} = \frac{1}{\eta_E} \frac{\sum E_{Lf}}{E_m}$
$\delta_{ns} = \frac{\sum E_{Lf}}{E} = \frac{1}{\eta_E} \frac{\sum E_{Lf}}{E_m}$</td></tr>
<tr><td rowspan="2">New definition of δ_E^* and δ_{ns}^*</td><td colspan="2">$\delta_E^* = \frac{\sum E_{Lf}}{E_m}$ Since E_m is homologous, δ_E^* can be scaled up by the ratio of the loss coefficient. $\left(\delta_{EP}^* / \delta_{EM}^*\right) = \left(\lambda_P / \lambda_M\right)$</td></tr>
<tr><td colspan="2">$\delta_{ns}^* = \frac{\sum E_{Lk}}{E_m}$ Since E_m is homologous, δ_{ns}^* remains constant for both model and prototype: $\delta_{nsP}^* = \delta_{nsM}^*$</td></tr>
<tr><td>Relationship between δ^* and conventional δ</td><td>$\delta_E = \eta_E \delta_E^*$ and $\delta_{ns} = \eta_E \delta_{ns}^*$</td><td>$\delta_E = \frac{\delta_E^*}{\eta_E}$ and $\delta_{ns} = \frac{\delta_{ns}^*}{\eta_E}$</td></tr>
<tr><td>Shifting of δ_{ns}</td><td>$\frac{\delta_{nsP}}{\eta_{EP}} = \frac{\delta_{nsM}}{\eta_{EM}}$</td><td>$\eta_{EP}\delta_{nsP} = \eta_{EM}\delta_{nsM}$</td></tr>
<tr><td>New expression of η_E using δ_E^* and δ_{ns}^*</td><td>$\eta_E = \frac{E_m}{E} = \frac{E - \left(\sum E_{Lf} + \sum E_{Lk}\right)}{E}$
$= 1 - \delta_E - \delta_{ns}$
$= 1 - \eta_E \left(\frac{\sum E_{Lf} + \sum E_{Lk}}{E_m} \right)$
$= 1 - \eta_E \left(\delta_E^* + \delta_{ns}^*\right)$
$\left(* \quad \therefore \delta_E = 1 - \eta_E - \delta_{ns} \right)$
□ $\eta_E = \frac{1}{1 + \delta_E^* + \delta_{ns}^*}$</td><td>$\eta_E = \frac{E}{E_m} = \frac{E}{E + \left(\sum E_{Lf} + \sum E_{Lk}\right)}$
$= \frac{1}{1 + \delta_E + \delta_{ns}}$
$= \frac{\eta_E}{\eta_E + \left(\frac{\sum E_{Lf} + \sum E_{Lk}}{E_m} \right)}$
$= \frac{1}{1 + \frac{1}{\eta_E}\left(\delta_E^* + \delta_{ns}^*\right)}$
$\left(* \quad \therefore \delta_E = \frac{1}{\eta_E} - 1 - \delta_{ns} \right)$
□ $\eta_E = 1 - \delta_E^* - \delta_{ns}^*$</td></tr>
<tr><td colspan="3">δ_E^* is stepped up by the ratio of friction coefficient.

δ_{ns}^* remains constant for both model and prototype.</td></tr>
</table>

2) Step-up of specific hydraulic energy efficiency η_E

As shown in A.2 1), η_E is expressed by different equations for turbines and pumps. This is caused by the difference in the term η_E; for turbines, E_m appears at the numerator and for pumps, E_m appears at denominator. Also, it should be noted that the non- scalable loss δ^*_{ns} is a common value for both model and prototype but δ_{ns} is not, and that the scalable loss δ^*_E can be scaled up by the ratio of the loss coefficient from model to prototype but δ_E can not.

Hence the following scale effect formulae for η_E can be derived:

	Turbine	**Pump**
$\Delta\eta_E$ calculated by using δ^*_E and δ^*_{ns}	$\Delta\eta_E = \eta_{EP} - \eta_{EM}$ $= \dfrac{1}{1+\delta^*_{EP}+\delta^*_{nsP}} - \dfrac{1}{1+\delta^*_{EM}+\delta^*_{nsM}}$ $= \dfrac{(\delta^*_{EM}-\delta^*_{EP})+(\delta^*_{nsM}-\delta^*_{nsP})}{(1/\eta_{EP})(1/\eta_{EM})}$ since $(\delta^*_{nsM}-\delta^*_{nsP})=0$ $\Delta\eta_E = \eta_{EP}\eta_{EM}(\delta^*_{EM}-\delta^*_{EP})$	$\Delta\eta_E = \eta_{EP} - \eta_{EM}$ $= (\delta^*_{EM}+\delta^*_{nsM}) - (\delta^*_{EP}+\delta^*_{nsP})$ $= (\delta^*_{EM}-\delta^*_{EP}) + (\delta^*_{nsM}-\delta^*_{nsP})$ since $(\delta^*_{nsM}-\delta^*_{nsP})=0$ $\Delta\eta_E = \delta^*_{EM}-\delta^*_{EP}$
Conversion of friction loss	$\delta^*_{EP} = \delta^*_{Eref}\dfrac{\lambda_P}{\lambda_{ref}}$ $\delta^*_{EM} = \delta^*_{Eref}\dfrac{\lambda_M}{\lambda_{ref}}$	where: λ is friction loss coefficient
$\Delta\eta_E$ referring to δ^*_{Eref}	$\Delta\eta_E = \eta_{EP}\eta_{EM}\delta^*_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M}{\lambda_{ref}} - \dfrac{\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$	$\Delta\eta_E = \delta^*_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M}{\lambda_{ref}} - \dfrac{\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$
$\Delta\eta_E$ referring to δ_{Eref}	since $\delta^*_{Eref} = \dfrac{\delta_{Eref}}{\eta_{Eref}}$ $\Delta\eta_E = \dfrac{\eta_{EP}\eta_{EM}}{\eta_{Eref}}\delta_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M}{\lambda_{ref}} - \dfrac{\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$ $\therefore \dfrac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}} = \dfrac{\eta_{EP}}{\eta_{Eref}}\delta_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M-\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$	since $\delta^*_{Eref} = \eta_{Eref}\delta_{Eref}$ $\Delta\eta_E = \eta_{Eref}\delta_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M}{\lambda_{ref}} - \dfrac{\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$ $\therefore \dfrac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}} = \dfrac{\eta_{Eref}}{\eta_{EM}}\delta_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M-\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$
Approximation formula given in this standard	since $\dfrac{\eta_{EP}}{\eta_{Eref}} \approx 1$ $\Delta_E = \dfrac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}} \approx \delta_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M-\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$	since $\dfrac{\eta_{Eref}}{\eta_{EM}} \approx 1$ $\Delta_E = \dfrac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}} \approx \delta_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M-\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$

It should be noted that the equation to obtain $\Delta\eta_E$ is different for turbines and pumps. However, by introducing the approximation given in the lowest frames of the above table, the same formula is used for both turbines and pumps in this standard.

3) Step-up of volumetric efficiency η_Q

Similar to η_E, the equation of η_Q is expressed differently for turbines and pumps. Since the quantity that is directly transposable to the prototype is Q_m (not Q_1), the ratio of the leakage loss q over Q_m is expressed as shown below and the step-up amount of volumetric efficiency $\Delta\eta_Q$ is obtained.

<table>
<tr><th></th><th>Turbine</th><th>Pump</th></tr>
<tr><td>Definition of η_Q</td><td>$\eta_Q = \frac{Q_m}{Q_1} = \frac{Q_m}{Q_m + q} = \frac{1}{1 + \frac{q}{Q_m}}$</td><td>$\eta_Q = \frac{Q_1}{Q_m} = \frac{Q_m - q}{Q_m} = 1 - \frac{q}{Q_m}$</td></tr>
<tr><td>Conversion of leakage loss q</td><td colspan="2">

$$\frac{q_P}{q_M} = \left(\frac{\zeta_{kM} + \zeta_{fM}}{\zeta_{kP} + \zeta_{fP}}\right)^{0,5} \left(\frac{A_P/D_P^2}{A_M/D_M^2}\right) \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{E_{mP}}{E_{mM}}\right)^{0,5}$$

$$= \left(\frac{\zeta_k + \zeta_{fM}}{\zeta_k + \zeta_{fP}}\right)^{0,5} \left(\frac{A_P/D_P^2}{A_M/D_M^2}\right) \frac{Q_{mP}}{Q_{mM}}$$

$$\therefore \frac{q_P}{Q_{mP}} = \left(\frac{\zeta_k + \zeta_{fM}}{\zeta_k + \zeta_{fP}}\right)^{0,5} \left(\frac{A_P/D_P^2}{A_M/D_M^2}\right) \frac{q_M}{Q_{mM}}$$

where

ζ_k loss coefficient due to the kinetic loss for the leakage flow through the seal clearance (non-scalable)

ζ_f loss coefficient due to the friction loss for the leakage flow through the seal clearance (scalable)

A cross sectional area of seal clearance

when the dimensions of the seal and the concerned parts are geometrically homologous,

$$\left(\frac{A_P/D_P^2}{A_M/D_M^2}\right) = 1$$

$$\therefore \frac{q_P}{Q_{mP}} = \left(\frac{\zeta_k + \zeta_{fM}}{\zeta_k + \zeta_{fP}}\right)^{0,5} \frac{q_M}{Q_{mM}}$$

</td></tr>
<tr><td>$\Delta\eta_Q$ referring to q and Q_m
(when the geometry of the seal is homologous)</td><td>

$\Delta\eta_Q = \eta_{QP} - \eta_{QM}$

$$= \frac{1}{1 + (q_P/Q_{mP})} - \frac{1}{1 + (q_M/Q_{mM})}$$

$$= \eta_{QP}\eta_{QM}\{(q_M/Q_{mM}) - (q_P/Q_{mP})\}$$

$$= \eta_{QP}(1 - \eta_{QM})\left\{1 - \left(\frac{\zeta_k + \zeta_{fM}}{\zeta_k + \zeta_{fP}}\right)^{0,5}\right\}$$

</td><td>

$\Delta\eta_Q = \eta_{QP} - \eta_{QM}$

$$= \frac{q_M}{Q_{mM}} - \frac{q_P}{Q_{mP}}$$

$$= (1 - \eta_{QM})\left\{1 - \left(\frac{\zeta_k + \zeta_{fM}}{\zeta_k + \zeta_{fP}}\right)^{0,5}\right\}$$

</td></tr>
<tr><td>Approximation formula given in this standard</td><td colspan="2">

Since both $(1 - \eta_{QM})$ and $\left\{1 - \left(\frac{\zeta_k + \zeta_{fM}}{\zeta_k + \zeta_{fP}}\right)^{0,5}\right\}$ are very small values, the step-up amount of the volumetric efficiency (negative) can be usually disregarded.

$$\therefore \Delta\eta_Q = 0$$ (see Annex E)

</td></tr>
</table>

4) Step-up of power efficiency (disc friction) η_T

In this case, the power of the runner/impeller P_r is transposable directly from model to prototype by the hydraulic similarity law (not P_m). Then, the scalable disc friction loss δ_T, which is defined as $\frac{P_{Ld}}{P_m}$, is stepped up by the following formulae.

	Turbine	Pump
Definition of η_T	$\eta_T = \frac{P_m}{P_r} = \frac{P_r - P_{Ld}}{P_r} = 1 - \frac{P_{Ld}}{P_r}$	$\eta_T = \frac{P_r}{P_m} = \frac{P_r}{P_r + P_{Ld}} = \frac{1}{1+\frac{P_{Ld}}{P_r}}$
Homologous condition	Since P_r is homologous between model and prototype, $P_{rM} = P_{rref}\left(\frac{n_M}{n_{ref}}\right)^3\left(\frac{D_M}{D_{ref}}\right)^5$, $P_{rP} = P_{rref}\left(\frac{n_P}{n_{ref}}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_{ref}}\right)^5$	
Definition of δ_T	$\delta_T = \frac{P_{Ld}}{P_m} = \frac{1}{\eta_T}\frac{P_{Ld}}{P_r}$	$\delta_T = \frac{P_{Ld}}{P_m} = \eta_T\frac{P_{Ld}}{P_r}$
Expression of $\Delta\eta_T$	$\Delta\eta_T = \eta_{TP} - \eta_{TM}$ $= \eta_{TM}\delta_{TM} - \eta_{TP}\delta_{TP}$ $= \frac{P_{LdM}}{P_{rM}} - \frac{P_{LdP}}{P_{rP}}$	$\Delta\eta_T = \eta_{TP} - \eta_{TM}$ $= \eta_{TM}\eta_{TP}\left(\frac{\delta_{TM}}{\eta_{TM}} - \frac{\delta_{TP}}{\eta_{TP}}\right)$ $= \eta_{TM}\eta_{TP}\left(\frac{P_{LdM}}{P_{rM}} - \frac{P_{LdP}}{P_{rP}}\right)$
Step-up of η_T	Since 1) both P_{LdM} and P_{LdP} are proportional to the loss coefficient and 2) P_r is homologous between model and prototype, the following equations are derived. $P_{LdM} = P_{Ldref}\frac{C_{mM}}{C_{mref}}\left(\frac{n_M}{n_{ref}}\right)^3\left(\frac{D_M}{D_{ref}}\right)^5$ $P_{r\,M} = P_{r\,ref}\left(\frac{n_M}{n_{ref}}\right)^3\left(\frac{D_M}{D_{ref}}\right)^5$ $P_{LdP} = P_{Ldref}\frac{C_{mP}}{C_{mref}}\left(\frac{n_P}{n_{ref}}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_{ref}}\right)^5$ $P_{r\,P} = P_{r\,ref}\left(\frac{n_P}{n_{ref}}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_{ref}}\right)^5$	
	$\Delta\eta_T = \left(\frac{P_{Ld}}{P_r}\right)_{ref}\left(\frac{C_{mM}}{C_{mref}} - \frac{C_{mP}}{C_{mref}}\right)$ $= \eta_{Tref}\delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$ $\therefore \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} = \frac{\eta_{Tref}}{\eta_{TM}}\delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$	$\Delta\eta_T = \eta_{TM}\eta_{TP}\left(\frac{P_{Ld}}{P_r}\right)_{ref}\left(\frac{C_{mM}}{C_{mref}} - \frac{C_{mP}}{C_{mref}}\right)$ $= \eta_{TM}\eta_{TP}\frac{\delta_{Tref}}{\eta_{Tref}}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$ $\therefore \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} = \frac{\eta_{TP}}{\eta_{Tref}}\delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$
Approximation formula given in this standard	since $\frac{\eta_{Tref}}{\eta_{TM}} \approx 1$ $\Delta_T = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} \approx \delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$	since $\frac{\eta_{TP}}{\eta_{Tref}} \approx 1$ $\Delta_T = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} \approx \delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$

As shown in the above table, the formula to obtain $\Delta\eta_T$ should be different for turbines and pumps. However, by introducing the approximation given in the lowest frames of the above table, a common formula is used in this standard for both turbines and pumps.

Annex B
(informative)

Scale effect on specific hydraulic energy losses of radial flow machines

B.1 Scale effect on friction loss

1) Scale effect on friction loss coefficient

The scale effect, that is the variation of the friction loss caused by the difference in Reynolds number and the relative roughness, is slightly different for a flat plate and for a pipe. However, it is prescribed in this standard that the friction loss coefficient in various passages of the machine, excluding runner blades of axial flow machines, varies according to Colebrook formula established for pipe flow.

Since the original Colebrook formula is given as an implicit function (see Figure B.1), it is not easy to obtain the value of the loss coefficient by a simple calculation. Therefore, in this standard, a new formula proposed by Nichtawitz, which is an explicit function to give almost the same values as of the Colebrook formula, is used. [4, 6]

The new formula is:

$$\lambda = \lambda_0 \left[0{,}74 \left(8 \times 10^4 \frac{k_s}{d_h} + \frac{Re_0}{Re_d} \right)^{0{,}2} + 0{,}26 \right] \tag{B.1}$$

where

$Re_0 = 7 \times 10^6$;

$\lambda_0 = 0{,}008\,5$;

k_s sand roughness;

d_h hydraulic diameter of a pipe / conduit / water passage;

Re_d Reynolds number in a pipe, $Re_d = \frac{v d_h}{\nu}$.

The comparison between the original Colebrook formula and the new formula is shown in Figure B.1.

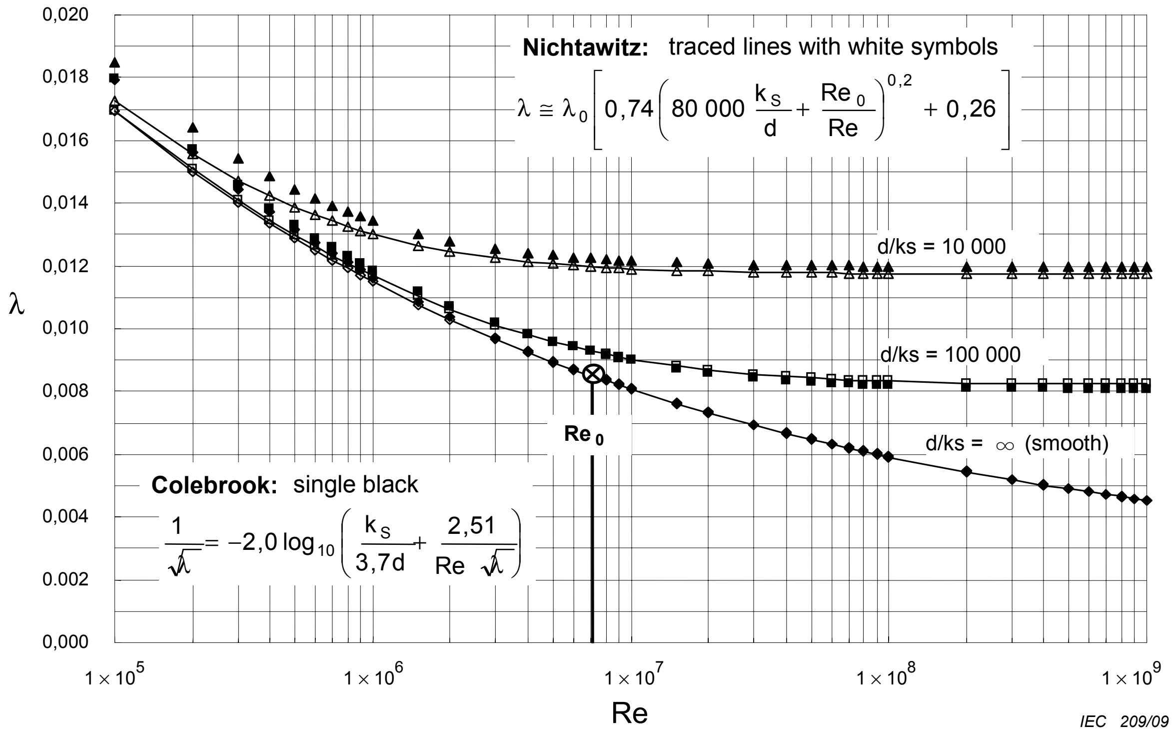


Figure B.1 – Loss coefficient versus Reynolds number and surface roughness

NOTE 1 In some experiments with sand roughness, it is observed that the friction loss of a rough surface having a roughness within a certain value is the same as a completely smooth surface. In such a case, the limit of the roughness is called "admissible roughness" and the surface with the roughness within this limit is regarded as "hydraulically smooth". (see curves B and C in Figure B.2).

Regarding the loss coefficient of rough surfaces, some different experimental results shown in Figure B.2 were reported in the past, in which the characteristics of the friction loss coefficient showed different trend in the transition zone between smooth and rough categories. [13 - 16]

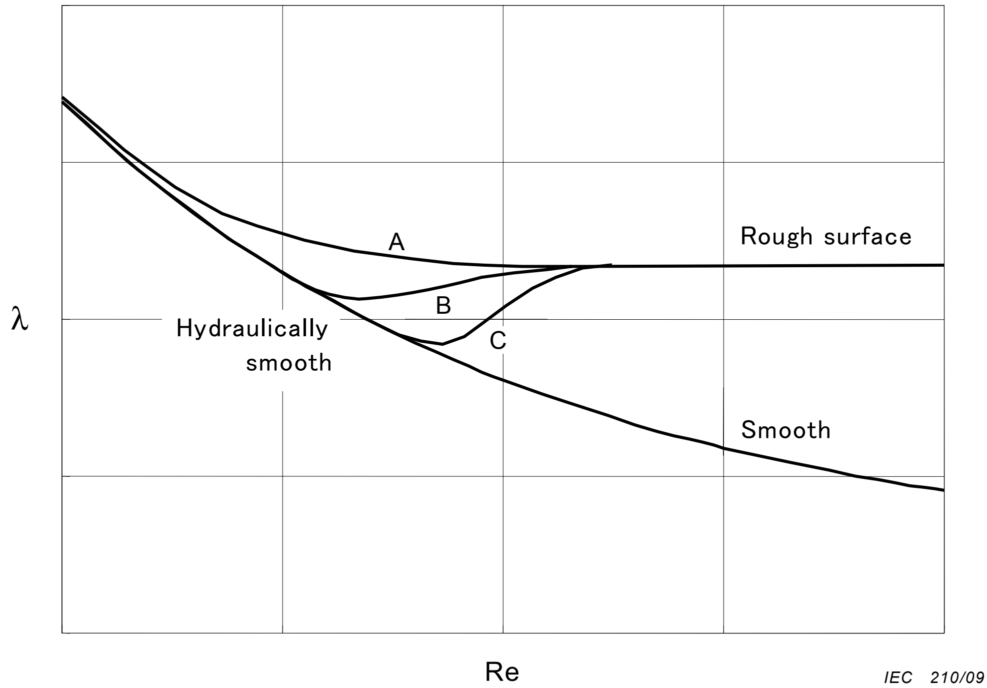


Figure B.2 – Different characteristics of λ in transition zone

The curve "A" is observed in the experiments with commercially rough pipe (Moody) or rough model turbine (Henry). [17] They show that the admissible roughness is very small and the friction loss characteristics show an asymptotic curve. Colebrook formula represents such characteristics. The admissible roughness in such case is nearly zero.

The curve "B" represents the experimental results with sand roughness (Nikuradse). In such case, the admissible roughness is given as approximately

$$\frac{k_{Sadm}}{d_h} \approx \frac{5}{Re_d}\sqrt{\frac{8}{\lambda}}$$

The characteristics like the curve "C" is observed in the experiments with a corrugated surface or a surface with isolated sharp sand grains. In such case, the admissible roughness becomes larger.

It is considered in this standard that the admissible roughness is very small and Colebrook formula may apply for the assessment of the scale effect on the friction loss.

2) Relationship between sand roughness k_S and arithmetical mean roughness Ra

The relationship between the sand roughness k_S and the arithmetical mean roughness Ra presently available in the literature is widely spread. [14] In this standard, however, it is considered that the arithmetical mean roughness can be converted to the sand roughness by the following equation (see Equation 2).

$$k_S = 5\,\mathrm{Ra} \tag{B.2}$$

NOTE 2 In case of aged prototype machines with heavily rusted surfaces with Ra values larger than 50 µm, it is recommended to consider the followings in evaluating the surface roughness.

First is the difficulty in the measurement of roughness. On aged machines, the roughness values are often beyond any existing portable roughness tester range. In these situations, it is recommended to take molds at most representative locations using appropriate plastic material and measure the roughness of these molds by using a 'coordinate measuring machine' to find an equivalent Ra value. Other methods can also be used (like depth indicators, or roughness comparison coupons, etc) if a mutual agreement is reached among the concerned parties. In such a situation, however, the equivalent Ra roughness should be determined carefully, as it is affected by the roughness profile and the density of dispersed voids.

Secondly, a consideration should be taken in choosing the meaningful roughness values from the measurements. Based on the actual state of knowledge, it is believed that areas having scattered deep voids do not create as much losses as their measured value would indicate. Indeed, the stream lines over such areas pass over the voids without reaching the bottom and do not create significantly larger losses. Therefore, in such case, it is recommended to ignore areas with deep voids when measuring roughness (deep voids are considered as being depressions deeper than approximately 1,5 mm).

Once the above considerations have been taken into account, the relationship between k_S and Ra as expressed by Equation B.2 (or Equation 2) can be tentatively applied also to heavily rusted surfaces.

Then, Equation B.1 is expressed as follows:

$$\lambda = \lambda_0 \left[0{,}74 \left(4 \times 10^5 \frac{\mathrm{Ra}}{d_h} + \frac{\mathrm{Re}_0}{\mathrm{Re}_d} \right)^{0{,}2} + 0{,}26 \right] \tag{B.3}$$

B.2 Componentwise step-up of specific hydraulic energy efficiency

1) Friction loss coefficient of each component [9]

When Equation B.3 is applied to each component passage, we obtain,

$$\lambda_{CO} = \lambda_0 \left[0{,}74 \left(4 \times 10^5 \frac{\mathrm{Ra}_{CO}}{d_{hCO}} + \frac{\mathrm{Re}_0}{\mathrm{Re}_{dCO}} \right)^{0{,}2} + 0{,}26 \right] \tag{B.4}$$

where

subscript CO the values for each component passage;

Re_{dCO} Reynolds number for each component passage.

$$\mathrm{Re}_{dCO} = \frac{v_{CO} d_{hCO}}{\nu}$$

Since the Reynolds number for the machine can be written as:

$$\mathrm{Re} = \frac{uD}{\nu}$$

where

u peripheral velocity of the runner/impeller at the reference diameter;

D reference diameter of the machine.

The Reynolds number for the component passage can be expressed as follows:

$$Re_{dCO} = Re\frac{v_{CO}d_{hCO}}{uD}$$

By substituting Re_{dCO} in Equation B.4 by the above equation, we obtain:

$$\lambda_{CO} = \lambda_0\left[0{,}74\left(4\times10^5\,\frac{D}{d_{hCO}}\frac{Ra_{CO}}{D} + \frac{u\times D}{v_{CO}\times d_{hCO}}\frac{Re_0}{Re}\right)^{0{,}2} + 0{,}26\right] \tag{B.5}$$

By introducing two new factors, κ_{dCO} and κ_{uCO}, Equation B.5 can be rewritten as follows:

$$\lambda_{CO} = \lambda_0\left[0{,}74\left(4\times10^5\,\frac{1}{\kappa_{dCO}}\frac{Ra_{CO}}{D} + \frac{1}{\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}}\frac{Re_0}{Re}\right)^{0{,}2} + 0{,}26\right] \tag{B.6}$$

where

κ_{dCO} dimension factor of component passage.

$$\kappa_{dCO} = \frac{d_{hCOM}}{D_M} = \frac{d_{hCOP}}{D_P} = \frac{d_{hCO}}{D} \tag{B.7}$$

where

κ_{uCO} flow velocity factor of component passage.

$$\kappa_{uCO} = \frac{v_{COM}}{u_M} = \frac{v_{COP}}{u_P} = \frac{v_{CO}}{u} \tag{B.8}$$

When the geometrical dimensions of the principal water passages as shown in Figure B.3 are given, the values of κ_{dCO} and κ_{uCO} can be calculated by Equations B.9 and B.10, respectively.

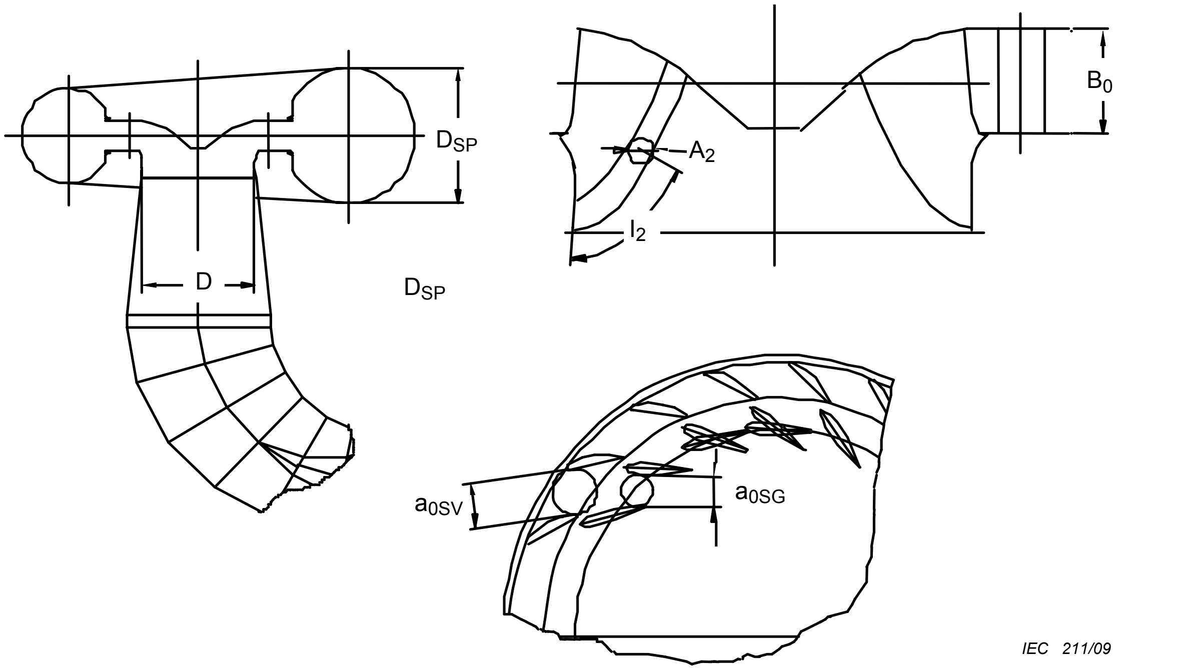


Figure B.3 – Representative dimensions of component passages

Flow velocity factor:

$$\kappa_{uSP} = \frac{v_{SP}}{u} = \frac{1}{u} \times \frac{4 \times Q_1}{\pi \times D_{SP}^2}, \ \kappa_{uSV} = \frac{v_{SV}}{u} = \frac{1}{u} \times \frac{Q_1}{Z_{SV} \times a_{0SV} \times B_0}, \ \kappa_{uGV} = \frac{v_{GV}}{u} = \frac{1}{u} \times \frac{Q_1}{Z_{GV} \times a_{0GV} \times B_0}$$

$$\kappa_{uRU} = \frac{v_{RU}}{u} = \frac{1}{u} \times \frac{Q_1}{Z_{RU} \times \int A_2 dl_2} = \frac{1}{u} \times \frac{Q_1}{Z_{RU} \times S_{0RU}}, \quad \kappa_{uDT} = \frac{v_{DT}}{u} = \frac{1}{u} \times \frac{4 \times Q_1}{\pi \times D^2} \qquad \text{(B.9)}$$

Dimension factor:

$$\kappa_{dSP} = \frac{D_{SP}}{D}, \ \kappa_{dSV} = \frac{2 \times a_{0SV} \times B_0}{D(a_{0SV} + B_0)}, \ \kappa_{dGV} = \frac{2 \times a_{0GV} \times B_0}{D(a_{0GV} + B_0)}$$

$$\kappa_{dRU} = \frac{4 \times \int_0^{l_2} A_2 dl_2}{D(2 \times l_2 + A_{2crown} + A_{2band})} = \frac{4 \times S_{0RU}}{D(2 \times l_2 + A_{2crown} + A_{2band})}, \ \kappa_{dDT} = 1 \qquad \text{(B.10)}$$

where

S_{0RU} sectional area of the flow passage between runner blades at the outlet section;

Z number of vanes or blades.

The values of κ_{uCO} and κ_{dCO} are calculated for the machines of average design currently used in the industry. Their standardized values are shown in B.5.

2) Derivation of the scale effect formula for component wise step-up

The standardized scalable loss δ_{ECO} is defined for each component passage as the scalable loss of a smooth model operating at Re_M=Re_{ref}. It means that the values of δ_{ECOref} correspond to λ_{COref}. Therefore, the equation shown at the end of the table in A.2, 2) can be rewritten for each component passage as follows:

$$\Delta_{ECO} = \frac{\Delta\eta_{ECO}}{\eta_{EM}} = \delta_{ECOref}\left(\frac{\lambda_{COM}-\lambda_{COP}}{\lambda_{COref}}\right) = \delta_{ECOref}\,\frac{\Delta\lambda_{CO}}{\lambda_{COref}} \quad (B.11)$$

The term of $\Delta\lambda_{CO}$ on the right side is expressed as follows by using Equation B.6.

$$\Delta\lambda_{CO} = 0{,}74\times\lambda_0\left[\left(4\times10^5\,\frac{Ra_{COM}}{D_M}\,\frac{1}{\kappa_{dCO}}+\frac{1}{\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}}\,\frac{Re_0}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\frac{Ra_{COP}}{D_P}\,\frac{1}{\kappa_{dCO}}+\frac{1}{\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}}\,\frac{Re_0}{Re_P}\right)^{0,2}\right] \quad (B.12)$$

The term of λ_{COref} is the loss coefficient when the Reynolds number of the machine is Re_{ref} or the Reynolds number of the component passage is $Re_{dCOref} = \kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}\times Re_{ref}$.

As Re_{ref} = Re_0 = 7×10^6 and the surface roughness of the reference model is smooth (namely, $\frac{Ra}{D}$ ≈ 0), λ_{COref} can be written as follows:

$$\lambda_{COref} = \lambda_0\left[0{,}74\left(\frac{Re_0}{\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}\times Re_{ref}}\right)^{0,2}+0{,}26\right] = \lambda_0\left[0{,}74\left(\frac{1}{\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}}\right)^{0,2}+0{,}26\right] \quad (B.13)$$

Then Δ_{ECO} is obtained by replacing $\Delta\lambda_{CO}$ and λ_{COref} in Equation B.11 by Equation B.12 and Equation B.13.

$$\Delta_{ECO} = \frac{\Delta\eta_{ECO}}{\eta_{EM}} = \delta_{ECOref}\left(\frac{\lambda_{COM}-\lambda_{COP}}{\lambda_{COref}}\right) = \delta_{ECOref}\frac{\Delta\lambda_{CO}}{\lambda_{COref}}$$

$$= \delta_{ECOref}\frac{\left(\frac{4\times10^5}{\kappa_{dCO}}\,\frac{Ra_{COM}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{\kappa_{uCO}\kappa_{dCO}}\,\frac{1}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(\frac{4\times10^5}{\kappa_{dCO}}\,\frac{Ra_{COP}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{\kappa_{uCO}\kappa_{dCO}}\,\frac{1}{Re_P}\right)^{0,2}}{\left(\frac{1}{\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}}\right)^{0,2}+\frac{0{,}26}{0{,}74}}$$

$$\therefore\ \Delta_{ECO} = \delta_{ECOref}\frac{\left(4\times10^5\,\kappa_{uCO}\frac{Ra_{COM}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa_{uCO}\frac{Ra_{COP}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}}{1+0{,}35(\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO})^{0,2}}$$

(B.14)

For simplification, the above formula is rewritten as follows:

$$\therefore\ \Delta_{ECO} = d_{ECOref}\left(\left(4\times10^5\,\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COM}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COP}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right) \quad (B.15)$$

where

$$d_{ECOref} = \frac{\delta_{ECOref}}{1+0{,}35(\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO})^{0,2}}$$

The standardized values of δ_{ECOref} are shown in B.4 and those of κ_{uCO} and κ_{dCO} are shown in B.5. The values of d_{ECOref} calculated from δ_{ECOref}, κ_{uCO} and κ_{dCO}, are shown in B.6.

Then, the step-up amount of the specific energy efficiency for the whole turbine $\Delta\eta_E$ can be calculated by the following formula:

$$\frac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}} = \Delta_E = \sum\Delta_{ECO} \quad (B.16)$$

B.3 Direct step-up for a whole turbine

By putting Equation B.15 into Equation B.16 and introducing the reference velocity index C_{u0}, we obtain:

$$\begin{aligned}\Delta_E &= \sum d_{ECOref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COM}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COP}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right]\\ &= \sum d_{ECOref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COM}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COP}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right]\end{aligned}$$

If the values of the terms $\left(\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COM}}{D_M}\right)$ for all the model components can be regarded as the same and replaced by $\left(\frac{Ra_{0M}}{D_M}\right)$ and, similarly, those for the prototype component passages by $\left(\frac{Ra_{0P}}{D_P}\right)$, the above formula can be rewritten as follows:

$$\begin{aligned}\Delta_E &= \sum d_{ECOref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COM}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COP}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right]\\ &= \sum d_{ECOref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{Ra_{0M}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{Ra_{0P}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right] \quad (B.17)\\ &= d_{Eref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{Ra_{0M}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{Ra_{0P}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right]\end{aligned}$$

The formula of Equation B.17 can be used for the direct step-up of the specific energy efficiency of the whole turbine.

Since the friction loss in runner and guide vanes shares about two thirds of total friction loss, the average value of κ_{uRU} and κ_{uGV} is used as the reference velocity index κ_{u0}. Also, the average value of Ra_{GV} and Ra_{RU} is used as the representative roughness of the machine Ra_0.

$$\kappa_{u0} = \frac{\kappa_{uGV} + \kappa_{uRU}}{2} \tag{B.18}$$

$$Ra_0 = \frac{Ra_{GV} + Ra_{RU}}{2} \tag{B.19}$$

The values of $d_{Eref} = \sum d_{ECOref}$ and κ_{u0} are calculated from the standardized values of d_{ECOref}, κ_{uRU} and κ_{uGV} shown in B.5 and B.6 and shown in Table B.1.

Table B.1 – d_{Eref} and κ_{u0} for step-up calculation of whole turbine

Francis turbine		d_{Eref} = 3,05/100	$\kappa_{u0} = -2{,}3N_{QE} + 1{,}10$
Pump-turbine	(turbine operation)	d_{Eref} = 3,95/100	$\kappa_{u0} = -2{,}3N_{QE} + 1{,}05$
	(pump operation)	d_{Eref} = 4,20/100	$\kappa_{u0} = -2{,}3N_{QE} + 0{,}88$

For the application of Equation B.17, it is required to keep $\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}} \frac{Ra_{COM}}{D_M} \approx \frac{Ra_{0M}}{D_M}$ and $\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}} \frac{Ra_{COP}}{D_P} \approx \frac{Ra_{0P}}{D_P}$. In other words, the surface roughness of each component passage is required to be within the range $\frac{Ra_{COM}}{D_M} \approx \frac{\kappa_{u0}}{\kappa_{uCO}} \frac{Ra_{0M}}{D_M}$ and $\frac{Ra_{COP}}{D_P} \approx \frac{\kappa_{u0}}{\kappa_{uCO}} \frac{Ra_{0P}}{D_P}$. The values of $\frac{\kappa_{u0}}{\kappa_{uCO}}$ obtained from the values of κ_{uCO} given in B.5 and the required range of roughness for the application of Equation B.17 are shown in Table B.2.

Table B.2 – Criteria for the surface roughness for the application of the direct step-up formula

Component passage	$\frac{\kappa_{u0}}{\kappa_{uCO}}$						Required roughness range	
	Francis turbines		Pump-turbine (T)		Pump-turbine (P)		Model	Prototype
	Range[a]	Ave.	Range[a]	Ave.	Range[a]	Ave.		
SP	3,00 ~ 2,31	2,69	2,92 ~ 2,58	2,75	2,56 ~ 2,06	2,31	(2,0~4,0) Ra_{0M}	< 3,0 Ra_{0P}
SV	1,40 ~ 2,03	1,60	1,78 ~ 2,56	2,03	1,53 ~ 2,04	1,72	(1,5~3,0) Ra_{0M}	< 2,5 Ra_{0P}
GV	0,87 ~ 1,25	0,99	0,88 ~ 1,01	0,93	0,95 ~ 1,26	1,07	(0,7~1,3) Ra_{0M}[b]	< 1,3 Ra_{0P}[b]
RU	1,17 ~ 0,83	1,01	1,16 ~ 1,00	1,08	1,06 ~ 0,83	0,94	(0,7~1,3) Ra_{0M}[b]	< 1,3 Ra_{0P}[b]
DT[c]	4,86 ~ 2,33	3,40	4,26 ~ 2,94	3,54	3,89 ~ 2,37	3,03	(2,5~4,5) Ra_{0M}	< 4,0 Ra_{0P}

[a] The values on the left indicate those for the lowest specific speed (N_{QE} = 0,06) and those on the right indicate the values for the highest specific speed (N_{QE} = 0,30 for Francis turbine, N_{QE} = 0,20 for pump-turbine).

[b] Since the average value of Ra_{GV} and Ra_{RU} is defined as Ra_0, when Ra_{GV} is selected as 1,3 Ra_0, Ra_{RU} should be 0,7 Ra_0.

[c] In case of draft tube, κ_{uDT} is defined at the upstream end of the draft tube, where the diameter is the same as the reference diameter and the velocity to calculate κ_{uDT} is the highest in the draft tube section. To evaluate the roughness effect in the draft tube, it seems reasonable to use the average flow velocity, which is approximately estimated to be 0,7 times the velocity at the upstream section. From this viewpoint, $\frac{\kappa_{u0}}{0{,}7 \times \kappa_{uDT}}$ is indicated in the row of $\frac{\kappa_{u0}}{\kappa_{uCO}}$ for the draft tube.

B.4 Relative scalable hydraulic energy loss of radial flow machines

1) Definition

On the basis stated in B.2, the scalable loss dealt with in this standard is defined for each component passage (spiral case, stay vanes, guide vanes, runner, draft tube) as follows:

$$\delta_{ECOref} = \frac{E_{LfCO}}{E}$$

where

δ_{ECOref} scalable specific hydraulic energy loss ratio of each component;

E_{LfCO} specific hydraulic energy loss due to surface friction of each component at the maximum efficiency point when the machine is operated at the reference Reynolds number;

E specific hydraulic energy of the machine.

The following values were derived from numerical analysis conducted on the industrial models designed by different manufacturers. [7] In order to quantify the friction loss in the water passages, various methods which reflected the present state of the art are used.

For spiral case and draft tube:

– Friction loss as an equivalent pipe according to Colebrook formula, Moody diagram, Blasius formula or Nikuradse formula.

For stay vanes and guide vanes:

– Friction loss as a flat plate applied to surrounding walls of a rectangular passage.
– Boundary layer calculation based on the velocity distribution of the main flow obtained by inviscid CFD analysis.

For runner:

– Boundary layer calculation based on the velocity distribution of the main flow obtained by inviscid CFD analysis.

The evaluation of the friction loss by boundary layer calculation was conducted by one of the following methods:

– Integration of the loss energy due to the shear stress in boundary layer over whole surface area.
– Dissipation of velocity energy obtained from the lack of fluid velocity energy downstream the trailing edge of the blade/vane which can be calculated by the energy thickness of the boundary layer.

The values of δ_{ECOref}, κ_{uCO}, κ_{dCO} and d_{ECOref} set out in Annex B are substantiated by analytical or experimental data for the following specific speed ranges:

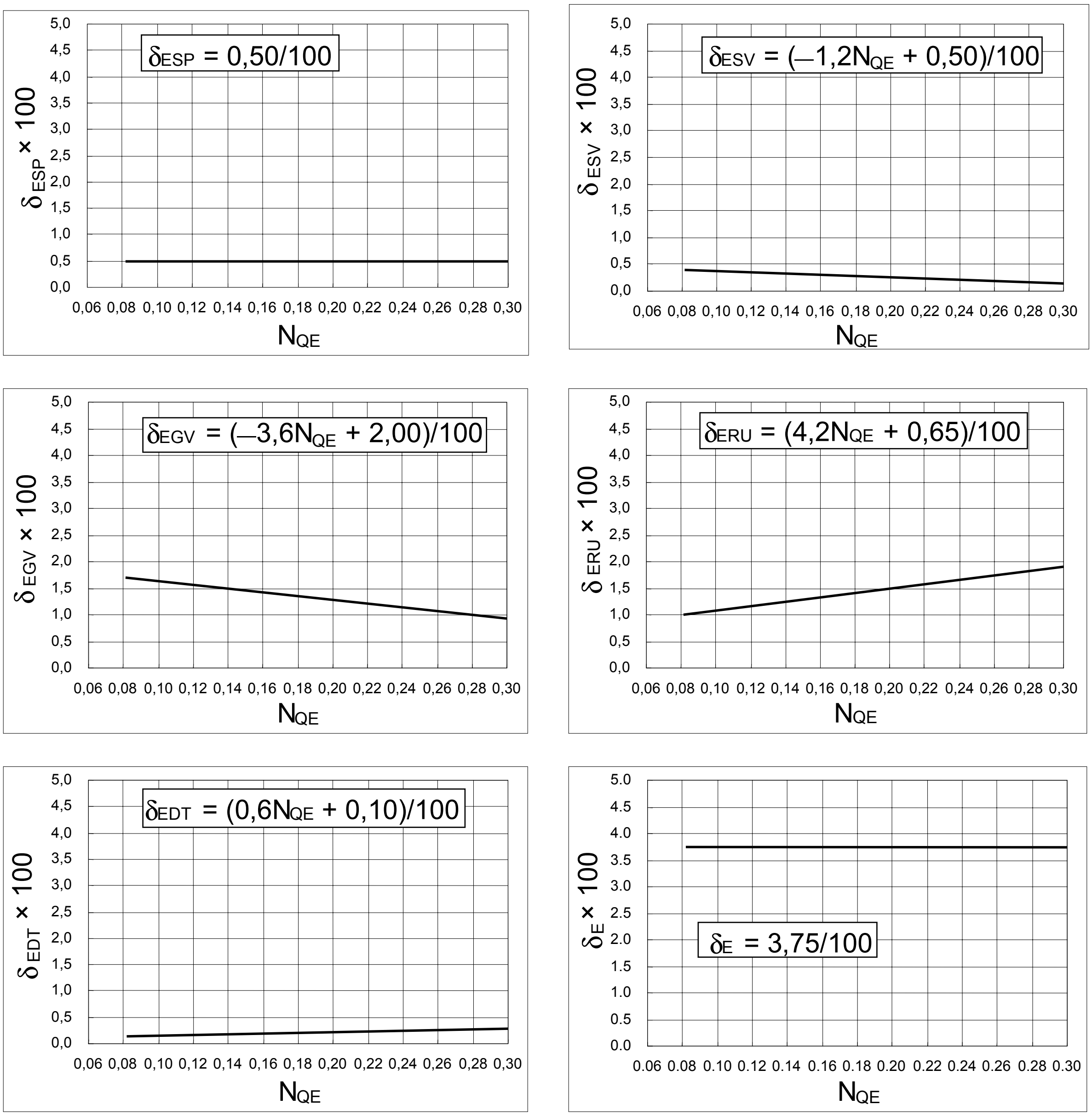
– For Francis turbines $0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}30$;
– For pump-turbines $0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}20$.

Outside of these ranges, their values may not be correct. Therefore, if the step-up equations in this standard are applied to the evaluation of the contractual model test results beyond the above specific speed ranges, prior agreement shall be made among the concerned parties.

Total friction loss of a whole turbine $\delta_{Eref} = \sum \delta_{ECOref}$, which is used for direct step-up of the hydraulic efficiency of a whole turbine, is also shown at the end of the figures.

2) Relative scalable hydraulic energy loss δ_E of Francis turbine

The values of δ_{ECOref} calculated for some typical models are plotted against specific speed and shown below. For the convenience, the plots are approximated by linear functions.



IEC 212/09

Figure B.4 – Relative scalable hydraulic energy loss in each component of Francis turbine

It should be noted that the abscissa N_{QE} is the dimensionless specific speed defined in IEC 60193, which is defined as $N_{QE} = nQ_1^{0,5} / E^{0,75}$, where n is rotating speed in terms of sec^{-1} and E is specific hydraulic energy of the machine in terms of J kg^{-1}.

3) Relative scalable hydraulic energy loss δ_E of reversible pump-turbine

The values of scalable loss ratio of pump-turbines are separately calculated for each turbine or pump operation. They are plotted against the specific speed calculated for the maximum efficiency point in turbine or pump operation, respectively.

a) Turbine operation

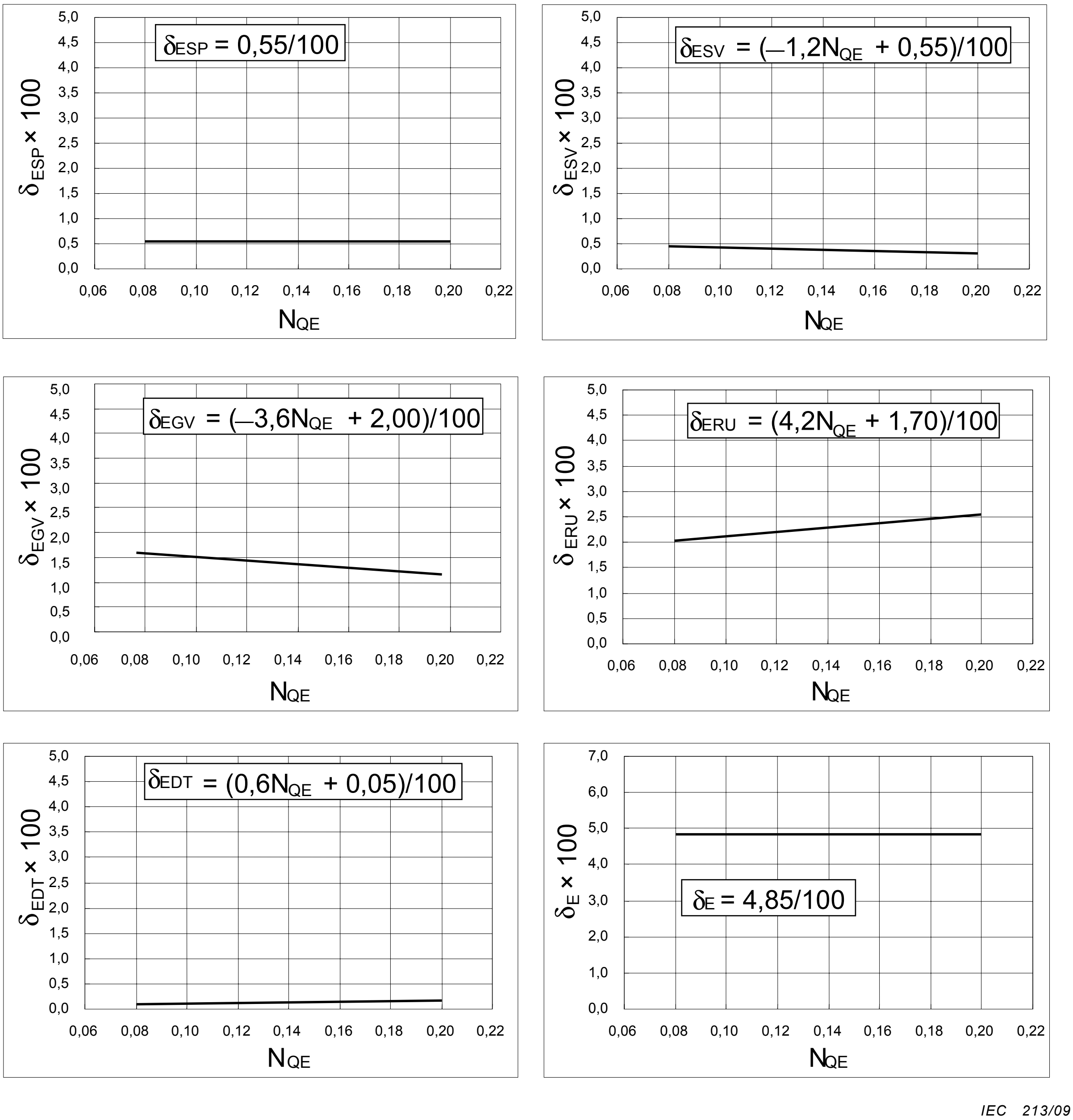
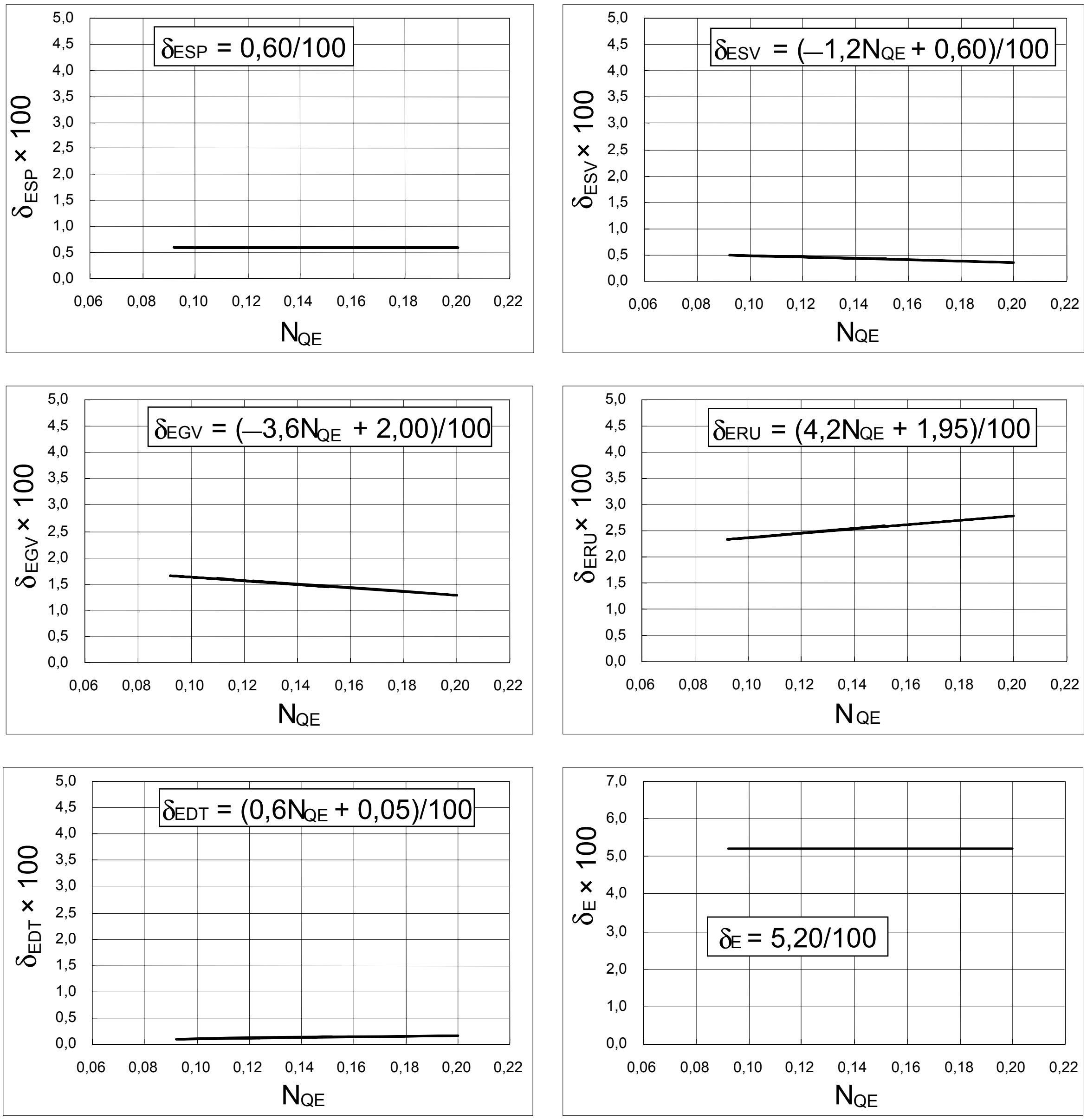


Figure B.5 – Relative scalable hydraulic energy loss in each component of pump-turbine in turbine operation

b) Pump operation



IEC 214/09

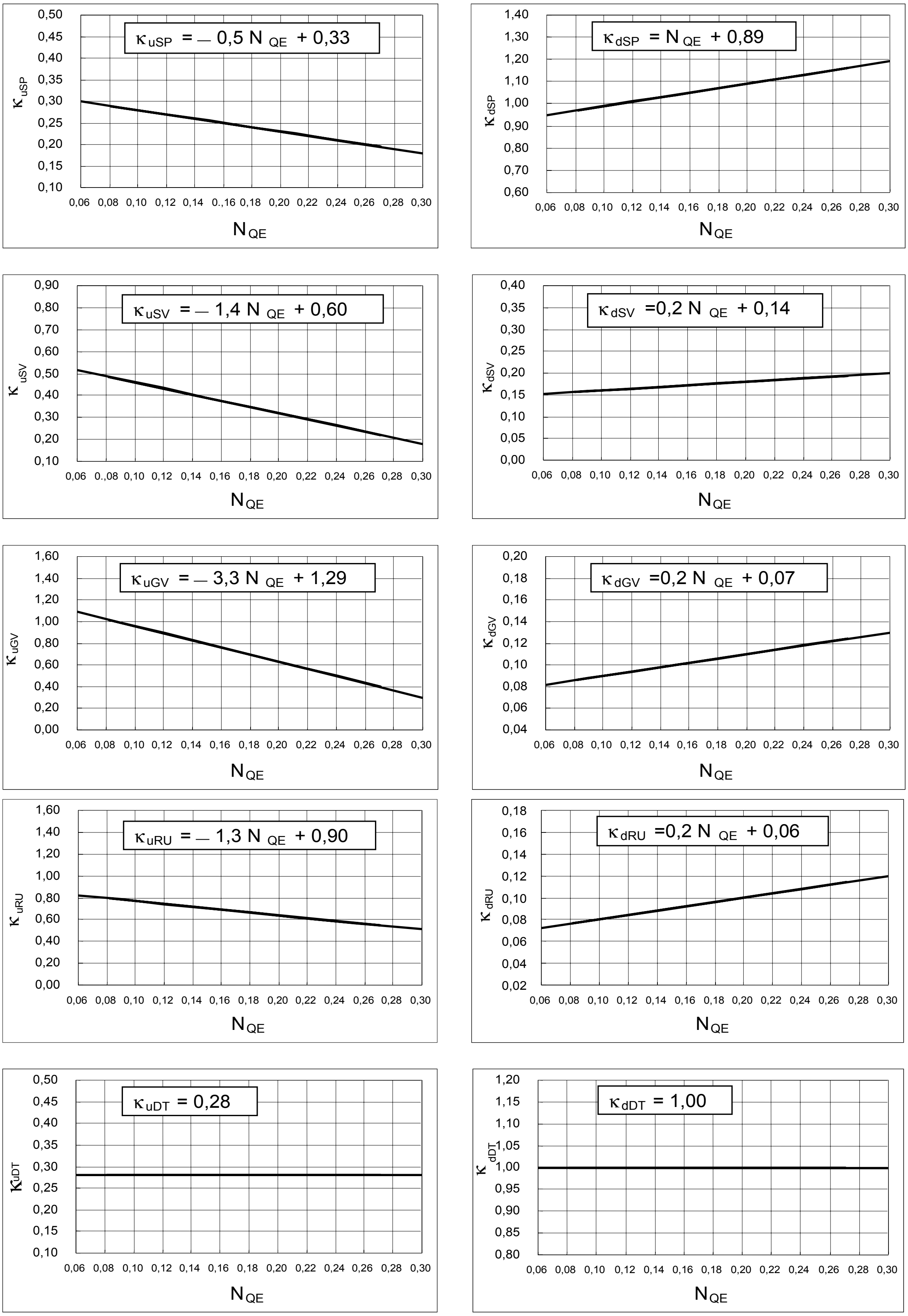
Figure B.6 – Relative scalable hydraulic energy loss in each component of pump-turbine in pump operation

B.5 Flow velocity factor κ_{uCO} and dimension factor κ_{dCO} of radial flow machines [9]

1) Definition

Based on standardized geometry data of hydraulic machines, flow velocity factor κ_{uCO} as defined by Equation B.9 and dimension factors κ_{dCO} as defined by Equation B.10 set out in B.2 are calculated. Since these parameters are used for calculating d_{ECOref} and for the final scale effect formula (Equation 8 or Equation B.17) in the term with exponent of 0,2, some deviation can be tolerated. Therefore, the calculated results are approximated by linear lines for simplification.

2) κ_{uCO} and κ_{dCO} for Francis turbine

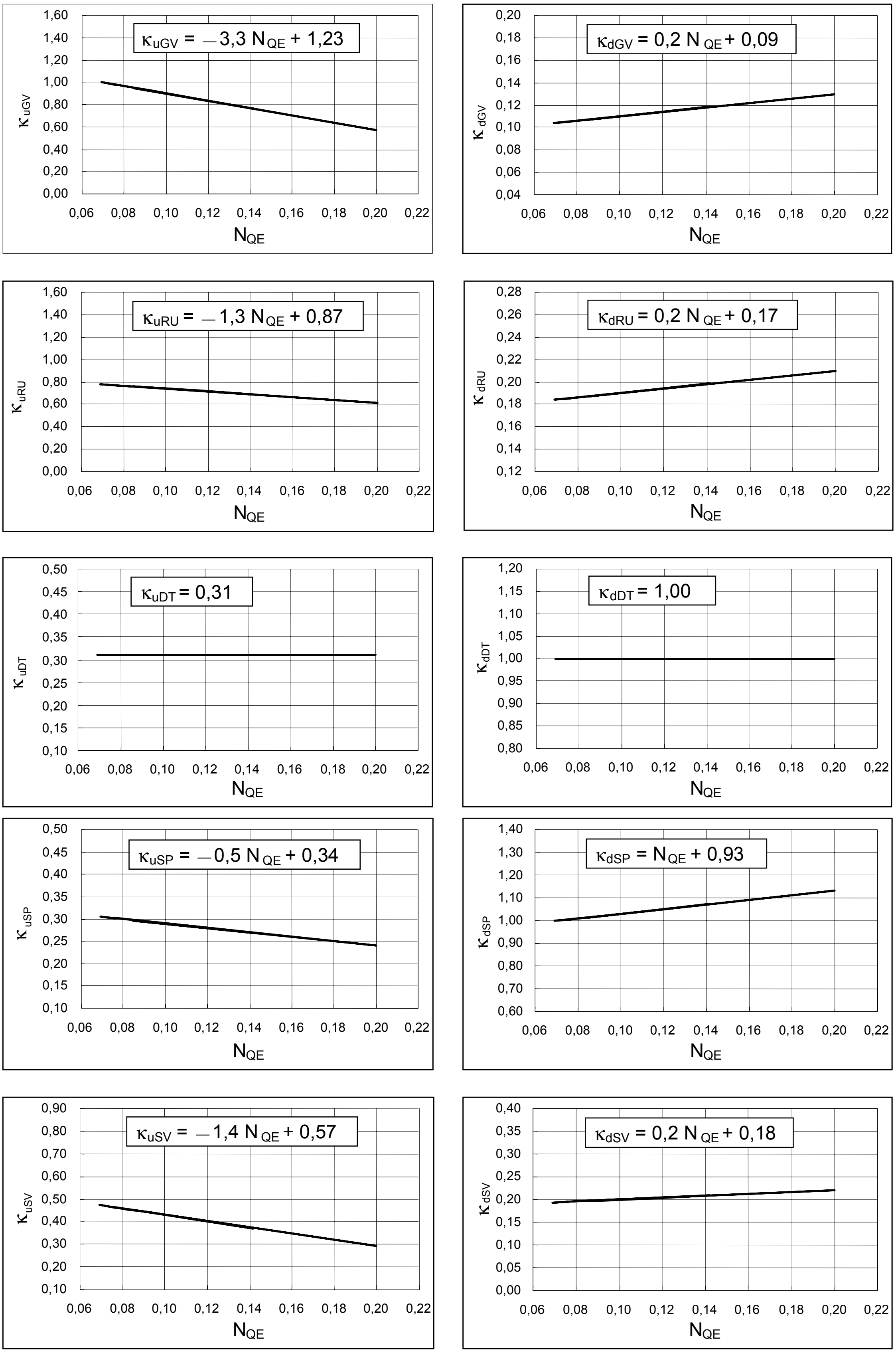


IEC 215/09

Figure B.7 – κ_{uCO} and κ_{dCO} in each component of Francis turbine

3) κ_{uCO} and κ_{dCO} for pump-turbine

a) Turbine operation



IEC 216/09

Figure B.8 – κ_{uCO} and κ_{dCO} in each component of pump-turbine in turbine operation

b) Pump operation

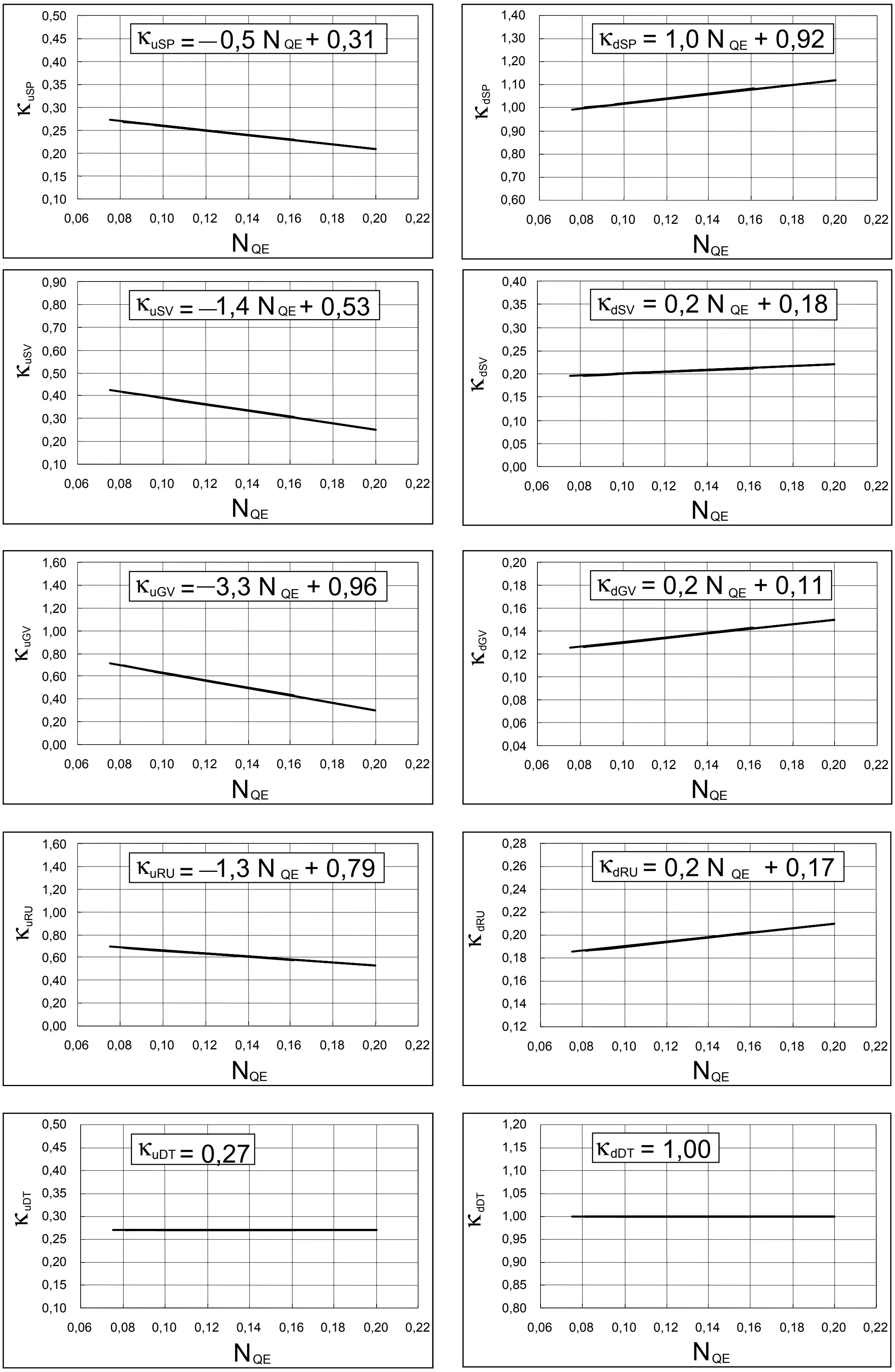


Figure B.9 – κ_{uCO} and κ_{dCO} in each component of pump-turbine in pump operation

B.6 Scalable loss index d_{ECOref}

1) Definition

Based on δ_{ECOref}, flow velocity factor κ_{uCO} and dimension factor κ_{dCO}, scalable loss index d_{ECOref} is calculated as explained in 4.2.1. The calculated results of d_{ECOref} are approximated by linear function for simplification.

Total scalable loss index d_{Eref}, which is to be used for direct step-up of the specific hydraulic energy efficiency of a whole turbine (see B.3), is also shown at the end of the figures.

2) d_{ECOref} and d_{Eref} for Francis turbine

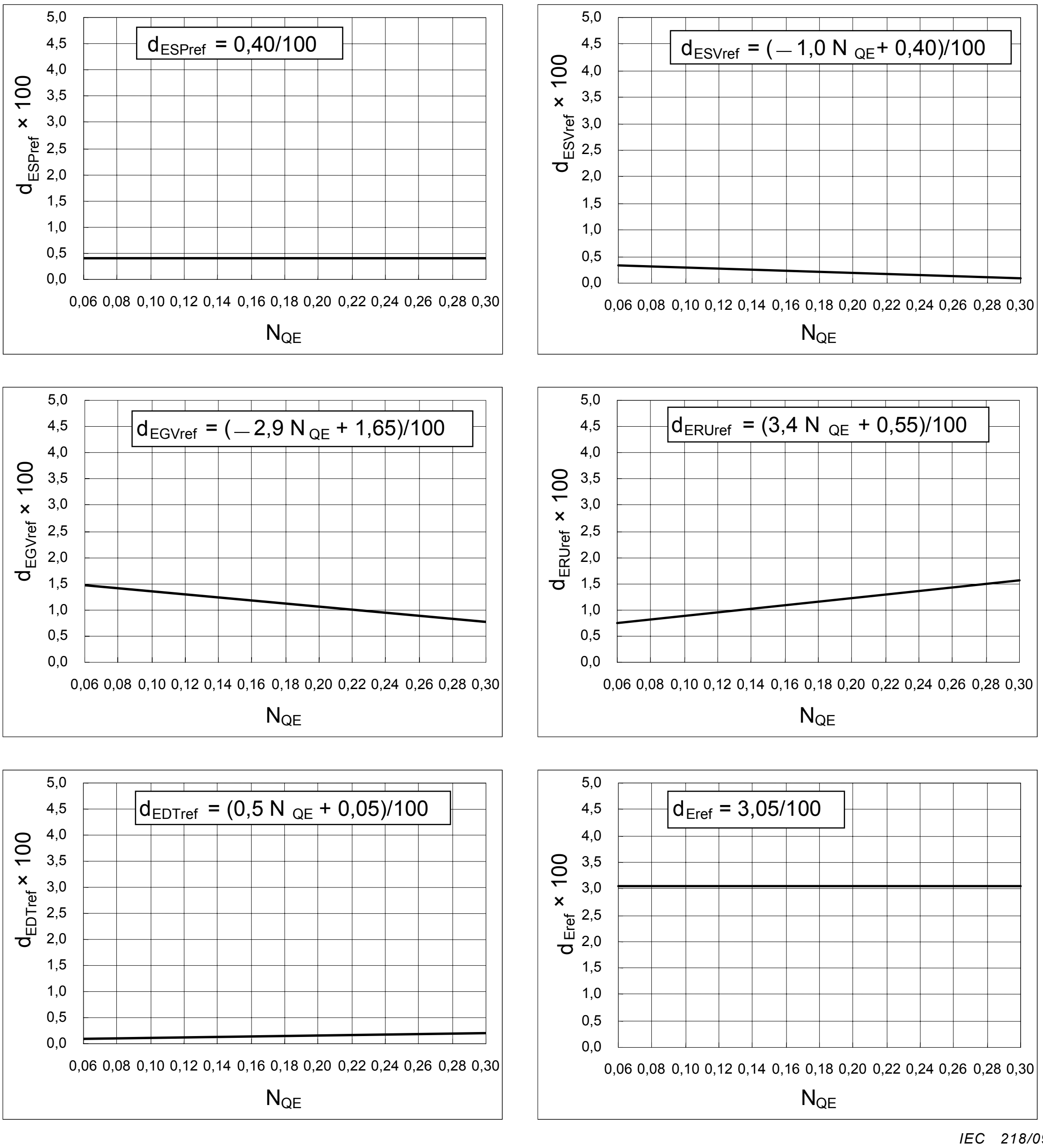


Figure B.10 – d_{ECOref} and d_{Eref} for Francis turbine

3) d_{ECOref} and d_{Eref} for pump-turbine

a) Turbine operation

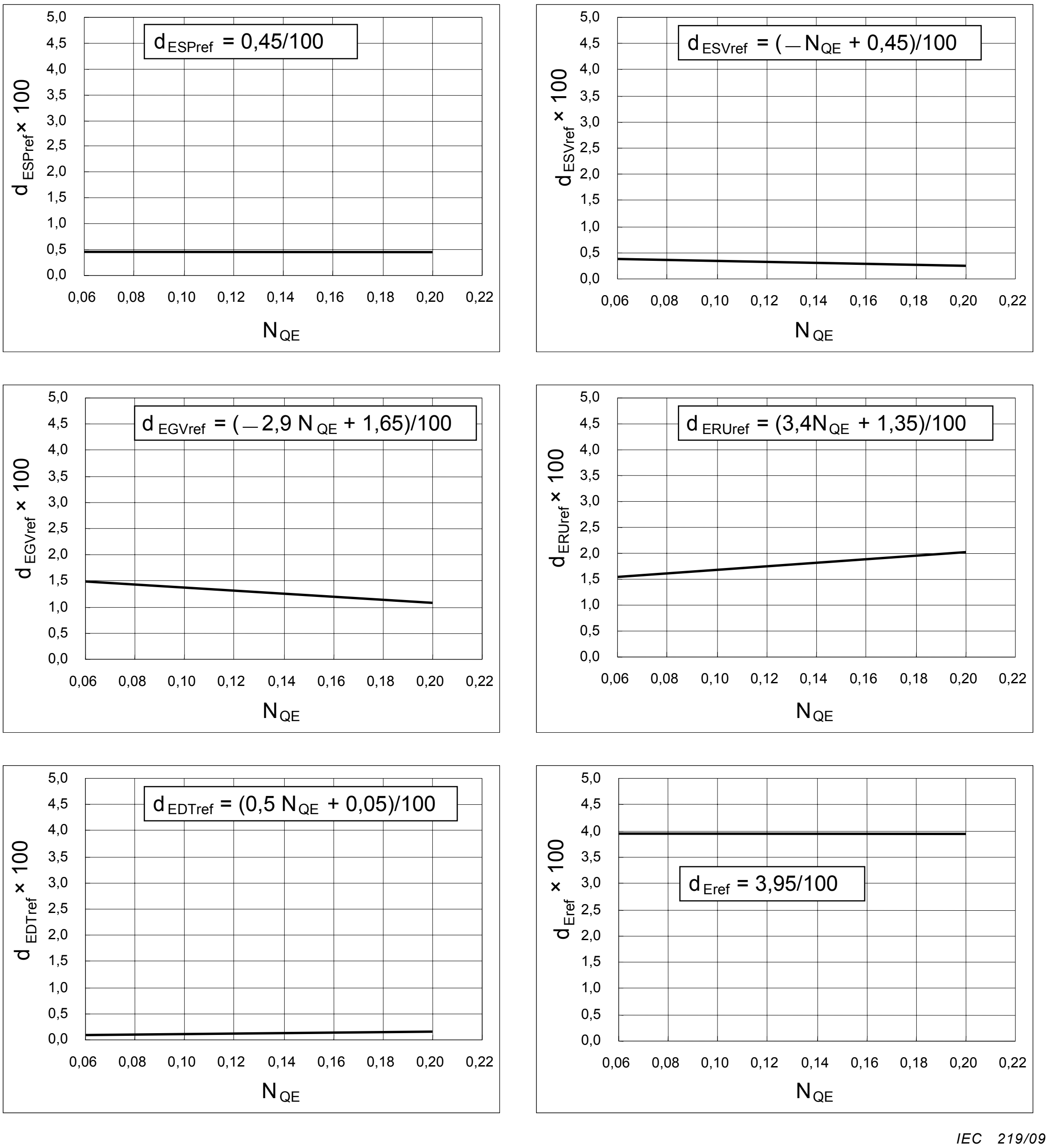
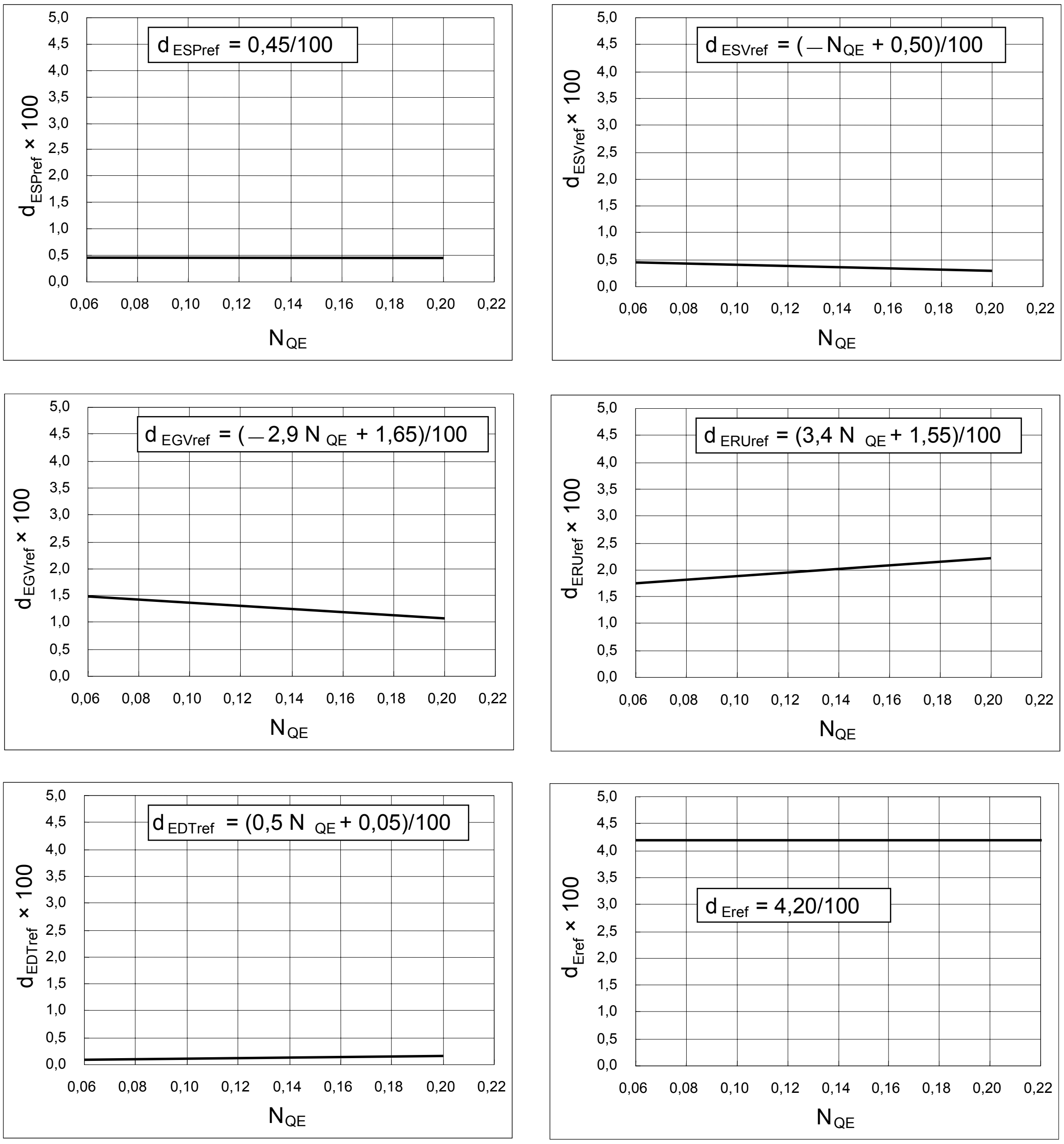


Figure B.11 – d_{ECOref} and d_{Eref} for pump-turbine in turbine operation

b) Pump operation



IEC 220/09

Figure B.12 – d_{ECOref} and d_{Eref} for pump-turbine in pump-operation

Annex C
(informative)

Scale effect on specific hydraulic energy losses of axial flow machines [10]

C.1 Scalable losses of axial flow machines

Although detailed analysis on the scalable losses of axial flow machines is not available at present, it is prescribed in this standard that they can be dealt with in two parts, one part for runner blades and the other one for all other stationary components.

For the scalable loss of runner blades, the scale effect formula for flat plate (Equation 5) is applied. For the stationary parts, the formula for pipe flow (Equation 1) is applied in the same way as for radial flow turbines.

C.2 Scale effect formula for runner blades [9]

From the scale effect formula for flat plate (Equation 5), the following step-up formula for runner blades is derived:

$$\begin{aligned}
\Delta_{ERU} = \frac{\Delta\eta_{ERU}}{\eta_{EM}} &= \delta_{ERUref}\left(\frac{C_{fRUM} - C_{fRUP}}{C_{fRUref}}\right) \\
&= \delta_{ERUref}\left[\frac{\left(5\times10^5\,\frac{Ra_{RUM}}{L_M} + \frac{D_M \times u_M}{L_M \times w_M}\times\frac{Re_0}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(5\times10^5\,\frac{Ra_{RUP}}{L_P} + \frac{D_P \times u_P}{L_P \times w_P}\times\frac{Re_0}{Re_P}\right)^{0,2}}{\left(\frac{D_M \times u_M}{L_M \times w_M}\right)^{0,2} + 0,25}\right] \\
&= \delta_{ERUref}\left[\frac{\left(5\times10^5\,\kappa_{uRU}\,\frac{Ra_{RUM}}{D_M} + \frac{Re_0}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(5\times10^5\,\kappa_{uRU}\,\frac{Ra_{RUP}}{D_P} + \frac{Re_0}{Re_P}\right)^{0,2}}{1 + 0,25(\kappa_{dRU}\times\kappa_{uRU})^{0,2}}\right] \\
&= d_{ERUref}\left[\left(5\times10^5\,\kappa_{uRU}\,\frac{Ra_{RUM}}{D_M} + \frac{Re_0}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(5\times10^5\,\kappa_{uRU}\,\frac{Ra_{RUP}}{D_P} + \frac{Re_0}{Re_P}\right)^{0,2}\right]
\end{aligned} \qquad \text{(C.1)}$$

where

δ_{ERUref} standardized reference scalable loss for runner blades when the machine Reynolds number Re_M is equal to the reference Reynolds number (7×10^6);

L length of runner blade;

w relative flow velocity at the runner exit;

u peripheral velocity of runner blades;

κ_{uRU} standardized flow velocity factor for runner blade passage:

$$\kappa_{uRU} = \frac{w_M}{u_M} = \frac{w_P}{u_P}$$

κ_{dRU} standardized dimension factor for runner blade passage:

$$\kappa_{dRU} = \frac{L_M}{D_M} = \frac{L_P}{D_P}$$

d_{ERUref} scalable loss index for runner blades:

$$d_{ERUref} = \frac{\delta_{ERUref}}{1 + 0{,}25(\kappa_{dRU} \times \kappa_{uRU})^{0{,}2}} \qquad \text{(C.2)}$$

The above Equation C.1 can be transformed to Equation C.3 as shown below by introducing modified flow velocity factor κ^*_{uRU}. This formula has the same form as Equation 8, which is applied to all the water passages of radial flow machines and the stationary parts of axial flow machines.

$$\begin{aligned}
\Delta_{ERU} &= d_{ERUref}\left[\left(5\times10^5\,\kappa_{uRU}\,\frac{Ra_{RUM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(5\times10^5\,\kappa_{uRU}\,\frac{Ra_{RUP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}\right] \\
&= d_{ERUref}\left[\left(4\times10^5(1{,}25\times\kappa_{uRU})\frac{Ra_{RUM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(4\times10^5(1{,}25\times\kappa_{uRU})\frac{Ra_{RUP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}\right] \qquad \text{(C.3)} \\
&= d_{ERUref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa^*_{uRU}\,\frac{Ra_{RUM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(4\times10^5\,\kappa^*_{uRU}\,\frac{Ra_{RUP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}\right]
\end{aligned}$$

where

κ^*_{uRU} modified flow velocity factor for runner blades:

$$\kappa^*_{uRU} = 1{,}25 \times \kappa_{uRU}$$

Since κ_{uRU} is approximately 1,03 for all axial machines, κ^*_{uRU} is finally given as follows:

$$\kappa^*_{uRU} = 1{,}25 \times \kappa_{uRU} = 1{,}29 \qquad \text{(C.4)}$$

C.3 Scale effect formula for stationary parts

From the scale effect formula for pipe flow (Equation 1), the step-up formula to obtain Δ_E is derived. The formula is shown in the main text as Equation 8.

When applying Equation 8 to the scalable loss of all stationary parts, the following two simplifications are introduced.

1) Flow velocity factor to represent the flow velocity in all the stationary parts is considered to be 0,8 times the flow velocity factor of guide vane passage, κ_{uGV}. The value of κ_{uGV} is approximately 0,29 for low specific speed and 0,19 for high specific speed axial machines.

Then, it is simplified in this standard that κ_{uGV} is 0,24 for all axial machines taking the middle value.

2) Roughness representing all the stationary parts can be given by the arithmetical mean of the roughness of guide vanes and stay vanes.

Then the following step-up formula is applied to the scalable loss of stationary parts.

$$\Delta_{EST} = d_{ESTref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{uST}\,\frac{Ra_{STM}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa_{uST}\,\frac{Ra_{STP}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right] \quad \text{(C.5)}$$

where

κ_{uST} flow velocity factor representing stationary parts:

$$\kappa_{uST} = 0,8\times\kappa_{uGV} \approx 0,19 \quad \text{(C.6)}$$

Ra_{ST} representative roughness of stationary parts:

$$Ra_{ST} = \frac{Ra_{SV}+Ra_{GV}}{2} \quad \text{(C.7)}$$

C.4 Scale effect for other efficiency components

C.4.1 Volumetric efficiency

If the runner tip clearance is homologous to the prototype, scale effect on volumetric efficiency can be neglected and $\Delta\eta_Q$ is regarded as 0.

Since the influence on η_Q caused by non-homologous tip clearance is not exactly known, no correction formula for non-homologous tip clearance can be provided. Therefore, it is a primary requirement to maintain the homology of the tip clearance between model and prototype turbines within the tolerances given in Table 3.

C.4.2 Power efficiency (disc friction)

Since the disc friction loss of runner hub is negligibly small, $\Delta\eta_T$ is regarded as 0.

C.5 Step-up of hydraulic efficiency

As stated above, in case of axial flow machines, only the scale effect on specific hydraulic energy efficiency is considered. Then the step-up amount of hydraulic efficiency is obtained by the following formula:

$$\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = \frac{\eta_{EP}}{\eta_{EM}} = (1+\Delta_E) \qquad \therefore \Delta\eta_h = \Delta_E\times\eta_{hM} \text{ (see Equation 25)}$$

Therefore,

$$\Delta\eta_h = (\Delta_{ERU}+\Delta_{EST})\times\eta_{hM} \quad \text{(C.8)}$$

C.6 Determination of δ_{ECOref} of axial flow turbines

Although detailed analysis on the relative scalable hydraulic energy losses, δ_{ECOref}, in axial flow machines is not available at present, some reference materials give outlines of these values. One of these materials provides the scalable losses at the maximum efficiency point of Kaplan turbines as shown in Figure C.1 (see Note) [7].

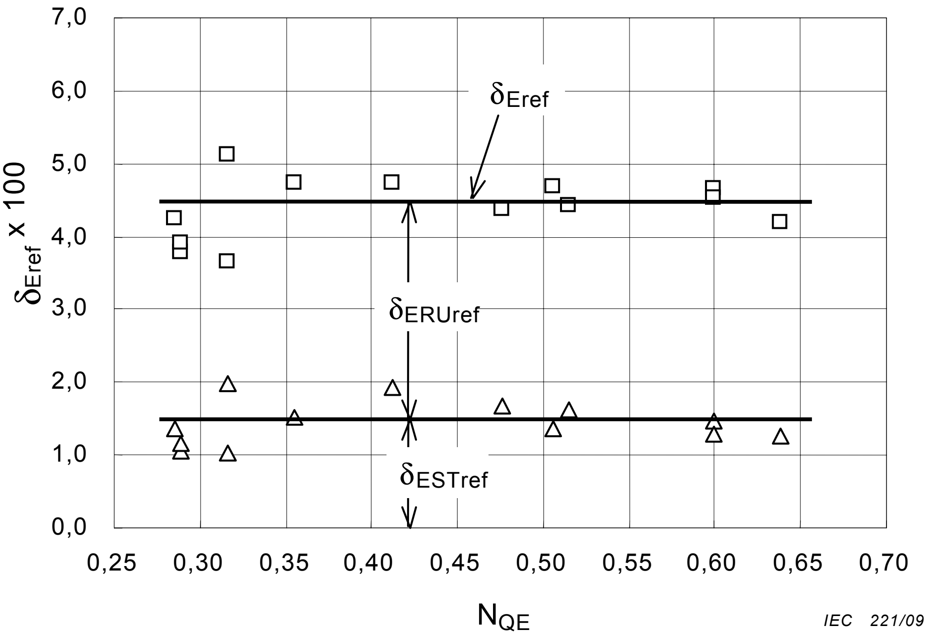


Figure C.1 – δ_{Eref} for Kaplan turbines

where

δ_{ESTref} scalable loss in stationary part;

δ_{ERUref} scalable loss in runner blades;

δ_{Eref} total scalable loss for whole turbine.

As shown in Figure C.1, dependence of δ_{ECOref} and δ_{Eref} on specific speed is very minor. Hence, for all Kaplan turbines, the following constant values are adopted in this standard.

$$\delta_{ESTref} = 0{,}015 \tag{C.9}$$

$$\delta_{ERUref} = 0{,}030 \tag{C.10}$$

$$\delta_{Eref} = 0{,}045 \tag{C.11}$$

These values are also applied for propeller (fixed blade) turbines.

NOTE JSME S008 – 1999 [7] provides three separate values of scalable losses for runner blades, draft tube and other stationary parts of Kaplan turbines. However, it is known that its value for stationary parts is slightly underestimated. Therefore, scalable losses modified from JSME by adequate correction are adopted in this standard. They are regrouped into two separate losses for runner blades and all other stationary parts including draft tube.

C.7 Determination of δ_{ECOref} of bulb turbines

The scalable loss of runner blades of bulb turbines is considered to be the same as of Kaplan turbines. Then, δ_{ERUref}= 0,030.

Regarding the scalable loss in stationary part, no data is available at present to determine the friction loss in the stationary part of bulb turbines. However, it is considered that the friction loss in the upstream part including the annular passage around the bulb is smaller than that of the spiral case of Kaplan turbines. On the other hand, the friction loss in the guide vane area is considered to be slightly larger than that of Kaplan turbines because of narrower passages. At present, the exact amount of these subtraction or addition of friction loss against that of Kaplan turbines is not known.

In any case, it is estimated that the friction loss in the stationary part of both Kaplan and bulb turbines is somewhere around 1,0 – 2,0 %. Therefore, if we adopt the assumption that the above subtraction and addition could cancel with each other, the error of δ_{ESTref} caused by this assumption would not exceed 0,5 %. Then the probable error of the step-up amount calculated from this δ_{ESTref} would be in the range of 0,05 – 0,1 %. Hence, it is thought that this assumption is acceptable.

Based on the above considerations, it is prescribed in this standard that δ_{ECOref} and δ_{Eref} for bulb turbines shall be the same as of Kaplan turbines.

C.8 Derivation of scalable hydraulic energy loss index, d_{Eref}

C.8.1 Scalable loss index for runner blades

Regardless of the specific speed of the machine or the number of runner blades, the values of κ_{dRU} and κ_{uRU} defined at the blade tip are approximately given as follows:

$$\kappa_{dRU} = \frac{L}{D} \approx 0{,}55 \qquad \text{(C.12)}$$

$$\kappa_{uRU} = \frac{w}{u} \approx 1{,}03 \qquad \text{(C.13)}$$

Then d_{ERU} is obtained by using Equation C.2.

$$d_{ERUref} = \frac{\delta_{ERUref}}{1+0{,}25(\kappa_{dRU} \times \kappa_{uRU})^{0,2}} = \frac{0{,}030}{1+0{,}25(0{,}55 \times 1{,}03)^{0,2}} \approx 0{,}024\,5 \qquad \text{(C.14)}$$

C.8.2 Scalable loss index for stationary parts

It is difficult to define κ_{dST} and κ_{uST} representing all the stationary parts. Then, instead of calculating d_{ESTref} by using κ_{dST} and κ_{uST}, the value of d_{ESTref} is estimated by using the relationship between δ_{ECOref} and d_{ECOref} for the stationary parts of radial flow turbines.

Based on the values of δ_{ECOref} and d_{ECOref} for stationary parts of high specific speed Francis turbine (N_{QE}=0,30) and those for high specific speed reversible pump-turbine (N_{QE}=0,20), we can obtain the ratio of $\frac{d_{EST}}{\delta_{EST}} = \frac{\sum d_{ECO}}{\sum \delta_{ECO}}$ as shown in Table C.1 hereafter.

Table C.1 – Ratio of $\frac{d_{EST}}{\delta_{EST}}$ for Francis turbines and pump-turbines

	FT(N_{QE}=0,30)		PT(T) (N_{QE}=0,20)		PT(P) (N_{QE}=0,20)	
	δ_E	d_E	δ_E	d_E	δ_E	d_E
SP	0,50	0,40	0,55	0,45	0,60	0,45
SV	0,14	0,10	0,31	0,25	0,36	0,30
GV	0,92	0,78	1,28	1,07	1,28	1,07
DT	0,28	0,20	0,17	0,15	0,17	0,15
ST=Σ	1,84	1,48	2,31	1,92	2,41	1,97
$\frac{d_{EST}}{\delta_{EST}}$	0,804		0,831		0,817	

The average value of the above $\frac{d_{EST}}{\delta_{EST}}$ is approximately 0,82. Then, the value of d_{EST} for the stationary part of axial flow machines is determined as follows:

$$d_{EST} = \delta_{EST} \times 0{,}82 = 0{,}015 \times 0{,}82 = 0{,}012\ 3 \qquad \text{(C.15)}$$

C.9 Summary of the scale effect formula for axial flow machines

As explained in C.2, the step-up formula for runner blades (Equation C.3) can be expressed by an equation same as Equation C.5 for stationary part or Equation 8 for radial flow turbines. Then, Equation 8 can be applied commonly to runner blades and stationary parts of axial flow machines.

The parameters to calculate Δ_{ECO} for axial flow machines are given in the Table C.2 below:

Table C.2 – Parameters to obtain Δ_{ECO} for axial flow machines

CO	d_{ECOref}	κ_{uCO}
RU	0,024 5	1,29 *
ST	0,012 3	0,19
* The value marked by * is the one originally defined as κ^*_{uRU}.		
NOTE The modified flow velocity factor for runner blades, κ^*_{uRU} is hereafter expressed as κ_{uRU} to use the common symbol to those for radial flow machines or for stationary part of axial flow machines.		

The roughness value for stationary part, Ra_{ST}, shall be the arithmetical mean value of those measured at guide vanes and stay vanes (see Equation C.7).

After Δ_{ERU} and Δ_{EST} are obtained by the above formula, the step-up amount of hydraulic efficiency for a whole machine is obtained by Equation C.8.

The values of δ_{ECOref}, κ_{uCO}, κ_{dCO} and d_{ECOref} set out in Annex C are substantiated by analytical or experimental data for the specific speed range of $0{,}25 \leq N_{QE} \leq 0{,}70$.

Outside of these ranges, their values may not be correct. Therefore, if the step-up equations in this standard are applied to the evaluation of the contractual model test results beyond the above specific speed range, prior agreement shall be made among the concerned parties.

C.10 Direct step-up for a whole turbine

Similar to the direct step-up method for radial flow machines, the direct step-up method for axial flow machines is shown hereafter.

To represent the whole machine, the reference flow velocity index κ_{u0} and the representative roughness of the machine Ra_0 need to be defined.

As observed in Figure C.1, the scalable loss in runner is twice as large as of stationary part. By considering this, κ_{u0} and Ra_0 are defined as follows:

$$\kappa_{u0} = \frac{2\kappa_{uRU} + \kappa_{uST}}{3} = \frac{2 \times 1{,}29 + 0{,}19}{3} \approx 0{,}92 \quad \text{(C.16)}$$

$$Ra_0 = \frac{2Ra_{RU} + Ra_{ST}}{3} \quad \text{(C.17)}$$

As explained in B.3, if $\left(\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COM}}{D_M}\right)$ of runner and stationary part of the model can be regarded as the same and represented commonly by $\left(\frac{Ra_{0M}}{D_M}\right)$ and, also, those for the prototype can be represented by $\left(\frac{Ra_{0P}}{D_P}\right)$, the following formula for direct step-up for a whole turbine can be derived:

$$\begin{aligned}
\Delta_E &= \sum d_{ECOref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{uCO}\frac{Ra_{COM}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa_{uCO}\frac{Ra_{COP}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right]\\
&= \sum d_{ECOref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COM}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COP}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right]\\
&= d_{Eref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\frac{Ra_{0M}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\frac{Ra_{0P}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right]
\end{aligned}$$

(C.18)

where

$$d_{Eref} = d_{ERUref} + d_{ESTref} = 0{,}036\,8 \quad \text{(C.19)}$$

Annex D
(informative)

Scale effect on disc friction loss

D.1 Loss coefficient formula for disc friction

As demonstrated in Annex B, a new explicit formula to give loss coefficient for pipe flow, which is proposed by Nichtawitz, gives almost the same value as the implicit Colebrook formula (see Figure B.1). It is reasonable now to assume that a similar formula is also able to describe the disc friction loss coefficient.

General loss coefficient formula as proposed by Nichtawitz [9] is:

$$C_m = C_{m0}\left[m\left(A_T \frac{k_{ST}}{a} + \frac{Re_0}{Re_T}\right)^n + (1-m)\right] \qquad (D.1)$$

However, for the case of disc flow, an approximation formula similar to the Colebrook formula does not exist. Therefore, the above general formula was applied to physical model measurements done by Fukuda [18] and others [15,19]. It was found that a best fit to the test results could be reached by the following coefficients:

C_{m0}=0,001 9

Re_0=7 $\times 10^6$

A_T = 1,5 $\times 10^4$

m = 0,85

n = 0,2

where

a maximum radius of the runner crown or runner band, whichever larger (m);

D_d maximum diameter of the runner crown or band, whichever larger (m);

κ_T dimension factor of the disc $\kappa_T = \frac{2a}{D} = \frac{D_d}{D} \quad \therefore\ a = \frac{\kappa_T \times D}{2}$;

Re_T Reynolds number of the disc $Re_T = \frac{a^2 \times \omega}{\nu} = \frac{a^2 \times \omega}{D \times u} Re = \frac{2a^2}{D^2} Re = \frac{1}{2} \kappa_T{}^2\, Re$;

ω angular velocity of the disc (rad/s).

NOTE 1 Since disc friction loss is proportional to 5th power of the disc diameter, the larger diameter of either runner crown or runner band has dominant influence on the disc friction loss. Therefore, the dimension factor for the disc, κ_T, is defined by the larger diameter of either the runner crown or the runner band.

Then, the basic equation for disc friction loss coefficient is given as follows:

$$C_m = C_{m0}\left[0{,}85\left(1{,}5\times10^4\,\frac{k_{ST}}{a}+\frac{Re_0}{Re_T}\right)^{0{,}2}+0{,}15\right]$$

$$= C_{m0}\left[0{,}85\left(7{,}5\times10^4\,\frac{2\times Ra_T}{\kappa_T\times D}+\frac{2}{\kappa_T{}^2}\frac{Re_0}{Re}\right)^{0{,}2}+0{,}15\right]$$

$$\therefore\quad C_m = C_{m0}\left[0{,}85\left(\frac{2}{\kappa_T{}^2}\right)^{0{,}2}\left(7{,}5\times10^4\,\kappa_T\,\frac{Ra_T}{D}+\frac{Re_0}{Re}\right)^{0{,}2}+0{,}15\right]$$

$$= C_{m0}\left[\left(\frac{0{,}976}{\kappa_T{}^{0{,}4}}\right)\left(7{,}5\times10^4\,\kappa_T\,\frac{Ra_T}{D}+\frac{Re_0}{Re}\right)^{0{,}2}+0{,}15\right] \tag{D.2}$$

$$= C_{m0}\left(\frac{0{,}976}{\kappa_T{}^{0{,}4}}\right)\left[\left(7{,}5\times10^4\,\kappa_T\,\frac{Ra_T}{D}+\frac{Re_0}{Re}\right)^{0{,}2}+0{,}154\kappa_T{}^{0{,}4}\right]$$

where

k_{ST} sand roughness of the disc averaged on both sides of runner and stationary part (m) $k_{ST} = 5\times Ra_{T;}$

Ra_T weighted average of the arithmetical mean roughness of the outer surface of the runner and the surface of the stationary part facing to the runner (m).

$$Ra_T = \frac{2\times Ra_{TR}+Ra_{TS}}{3} \tag{D.3}$$

Ra_{TR} average arithmetical mean roughness measured near the outer periphery of the runner crown and band (m);

Ra_{TS} average arithmetical mean roughness measured on the stationary parts facing to the measuring points of the runner crown and band (m).

NOTE 2 The experiments carried out by Kurokawa [3, 20] indicate that the roughness of the rotating part has more dominant effect on the disc friction loss torque of the runner than the roughness of the stationary part. The roughness effect on disc friction loss can be represented by the weighted mean value of the roughness of both sides as shown by Equation D.3.

D.2 Step-up formula for power efficiency

As shown in A.2 4), the step-up formula for power efficiency is expressed as shown below:

$$\Delta_T = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} = \delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM}-C_{mP}}{C_{mref}}\right) \tag{D.4}$$

The friction loss coefficient C_{mref} for the reference model with $Ra_T \approx 0$ at reference Reynolds number $Re_{ref} = 7\times10^6$ is obtained as follows:

$$C_{mref} = C_{m0}\left(\frac{0{,}976}{\kappa_T{}^{0{,}4}}\right)\left(1+0{,}154\kappa_T{}^{0{,}4)}\right) \tag{D.5}$$

By replacing C_{mM} and C_{mP} in Equation D.4 by Equation D.2 and C_{mref} by Equation D.5, we obtain,

$$\Delta_T = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} = \delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$$

$$= \delta_{Tref}\left[\frac{\left(5A_T \times \kappa_T \dfrac{Ra_{TM}}{D_M} + \dfrac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(5A_T \times \kappa_T \dfrac{Ra_{TP}}{D_P} + \dfrac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}}{1+0{,}154\,\kappa_T{}^{0,4}}\right] \qquad \text{(D.6)}$$

$$= d_{Tref}\left[\left(7{,}5\times10^4\,\kappa_T \frac{Ra_{TM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(7{,}5\times10^4\,\kappa_T \frac{Ra_{TP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right]$$

where

$$d_{Tref} = \frac{\delta_{Tref}}{1+0{,}154\,\kappa_T{}^{0,4}}.$$

D.3 Standardized dimension factor κ_T and disc friction loss index d_{Tref}

1) Disc friction loss ratio δ_{Tref}

Based on the experimental studies conducted by Kurokawa [12], the disc friction losses for Francis turbines and pump-turbines of average design are estimated as follows:

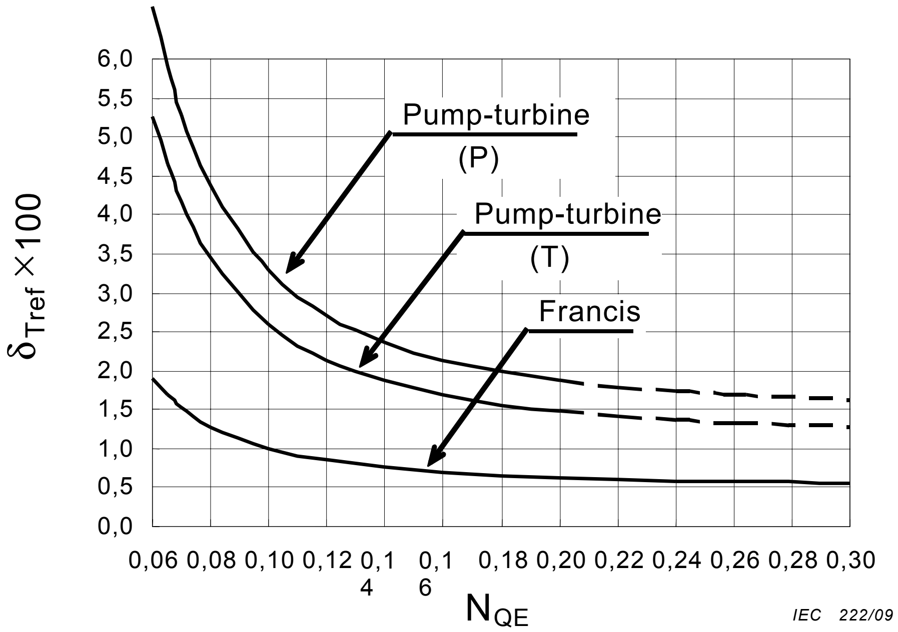


Figure D.1 – Disc friction loss ratio δ_{Tref}

These curves are approximated by the following formulae.

Francis turbines: $$\delta_{Tref} = \frac{\left(0{,}5 + \frac{0{,}005}{N_{QE}^{2}}\right)}{100} \text{ for } 0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}30 \qquad \text{(D.7)}$$

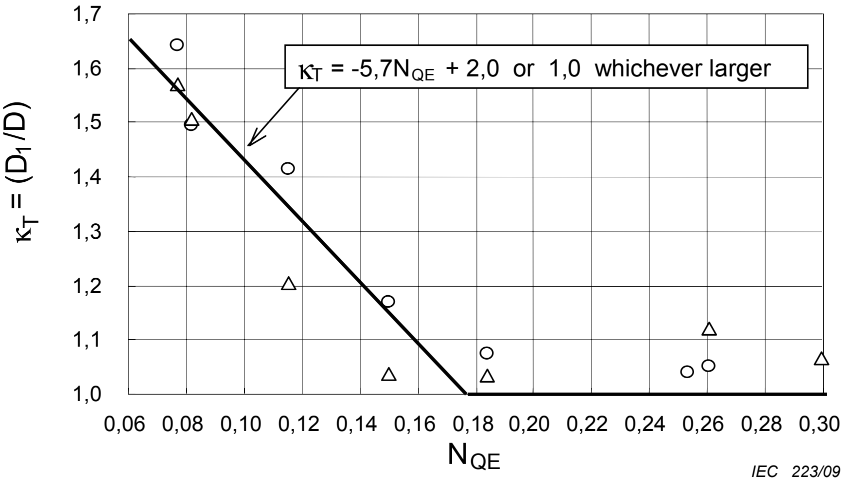
Pump-turbines (turbine mode) (T): $$\delta_{Tref} = \frac{\left(1{,}1 + \frac{0{,}015}{N_{QE}^{2}}\right)}{100} \text{ for } 0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}20 \qquad \text{(D.8)}$$

Pump-turbines (pump mode) (P): $$\delta_{Tref} = \frac{\left(1{,}4 + \frac{0{,}019}{N_{QE}^{2}}\right)}{100} \text{ for } 0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}20 \qquad \text{(D.9)}$$

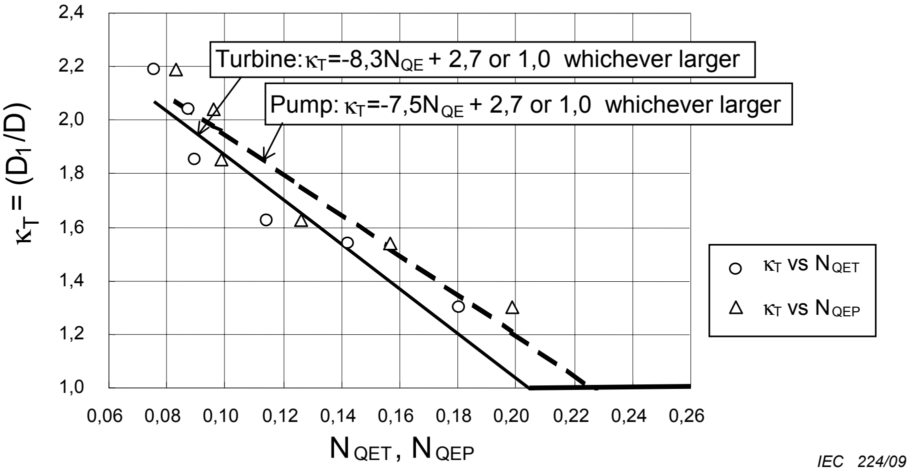
NOTE The above equations are not substantiated by analytical or experimental data beyond the specific speed range specified for each formula. However, these equations may be extrapolated beyond the specified range and used for the step-up calculation of contractual model test results by mutual agreement of the concerned parties.

2) Dimension factor of the disc κ_T

The values of κ_T calculated for some typical models are plotted against specific speed and shown below. For convenience, the plots are approximated by linear equations.



a) Dimension factor κ_T for Francis turbine



b) Dimension factor κ_T for pump-turbine (valid for $N_{QET} = N_{QEP}$ = 0,06 – 0,20)

Figure D.2 – Dimension factor κ_T

3) Disc friction loss index d_{Tref}

By combining δ_{Tref} and κ_T, we can obtain the values of d_{Tref} as a function of specific speed. They are shown on Figure D.3. For simplification, they are approximated by hyperbolic equations.

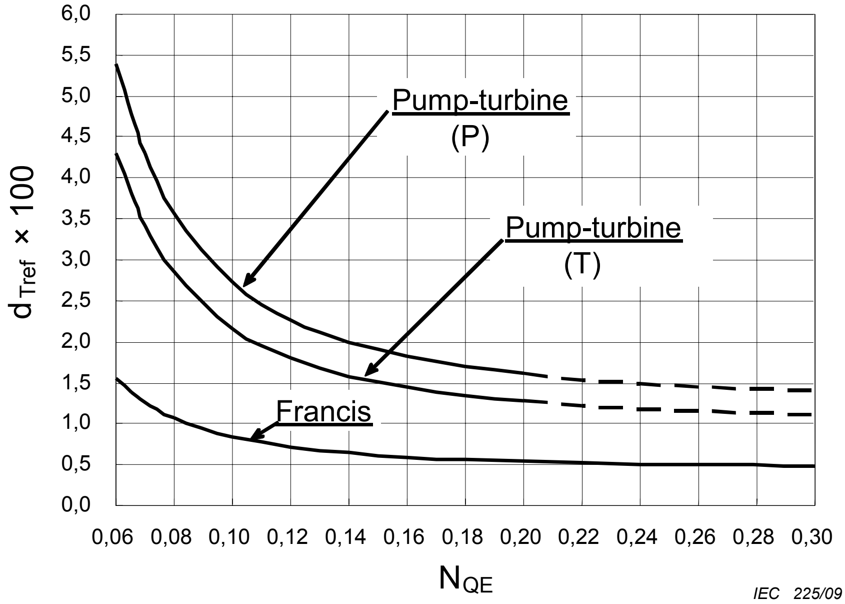


Figure D.3 – Disc friction loss index d_{Tref}

These curves are approximated by the following formulae.

Francis turbines:
$$d_{Tref} = \frac{\left(0{,}44+,\dfrac{0{,}004}{N_{QE}^{2}}\right)}{100} \quad \text{for } 0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}30 \tag{D.10}$$

Pump-turbines (turbine mode):
$$d_{Tref} = \frac{\left(0{,}97+\dfrac{0{,}012}{N_{QE}^{2}}\right)}{100} \quad \text{for } 0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}20 \tag{D.11}$$

Pump-turbines (pump mode):
$$d_{Tref} = \frac{\left(1{,}23+\dfrac{0{,}015}{N_{QE}^{2}}\right)}{100} \quad \text{for } 0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}20 \tag{D.12}$$

NOTE The above equations are not substantiated by analytical or experimental data beyond the specific speed range specified for each formula. However, these equations may be extrapolated beyond the specified range and used for the step-up calculation of contractual model test results by mutual agreement of the concerned parties.

Annex E
(informative)

Leakage loss evaluation for non homologous seals

E.1 Loss coefficient of runner seal

In the main text of this standard, only the step-up for a homologous seal is given ($\Delta\eta_Q = 0$). However, due to the difficulty in manufacturing the model or to the structural restraint for installation of sensors, etc., the model seal design often cannot meet with the requirement given in Table 3. In that case, the procedure given in this annex may be used for the evaluation of the volumetric efficiency of the prototype upon the mutual agreement of the concerned parties.

An equivalent dimensionless loss coefficient of the seal, K, which is defined by the following formula is introduced:

$$K = \left[\sum_i \left(\frac{\zeta_{ki}}{A_i^2} \right) + \sum_j \left(\frac{\zeta_{fj}}{A_j^2} \right) \right] \times D^4$$
$$\propto \left[\zeta_{k1} \left(\frac{1}{R_1 \times c} \right)^2 + \zeta_{k2} \left(\frac{1}{R_2 \times c} \right)^2 + \sum_j \left[\zeta_{ksj} \left(\frac{1}{R_{sj} \times c} \right)^2 \right] + \sum_j \left[\zeta_{fj} \left(\frac{1}{R_{fj} \times c} \right)^2 \right] \right] \times D^4 \qquad \text{(E.1)}$$

where

ζ loss coefficient $\zeta = \dfrac{E}{(q/A)^2/2}$

q leakage flow through the seal concerned

NOTE It is not the total leakage flow through both seals on crown and band.

A cross sectional area of the seal clearance

R radius of seal

c radial clearance of seal

i representing 1, 2 or s

j number of steps/grooves or seal clearances

subscripts:

k kinetic loss

f friction loss or values of each seal clearance

1 values at the inlet of the seal

2 values at the outlet of the seal

s values at the intermediate step or groove

When the loss coefficient K is calculated by the above formula, the loss coefficients ζ are prescribed in this standard as follows:

Inlet loss of the seal: $\zeta_{k1} = 0{,}5$

Outlet loss of the seal: $\zeta_{k2} = 1{,}0$

Intermediate step or groove: $\zeta_{ks} = 1{,}0$

Friction loss: $\zeta_f = \lambda_C \dfrac{L}{2c}$ (E.2)

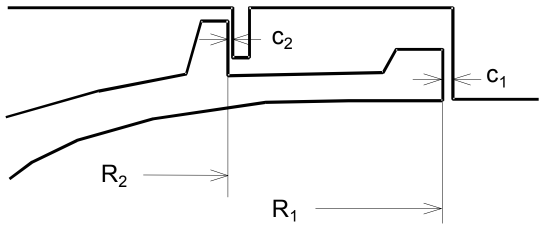
where

λ_C friction loss coefficient. $\lambda_C = 0{,}04$

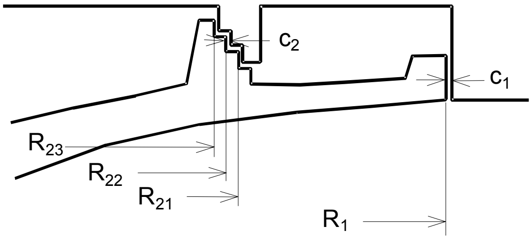
NOTE Scale effect on λ_C is neglected.

L length of each seal clearance

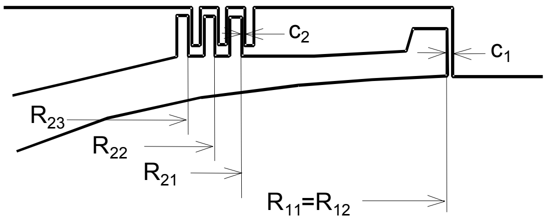
Some typical examples of the runner seal design on the crown side are illustrated on Figure E.1 and those on the band side on Figure E.2.



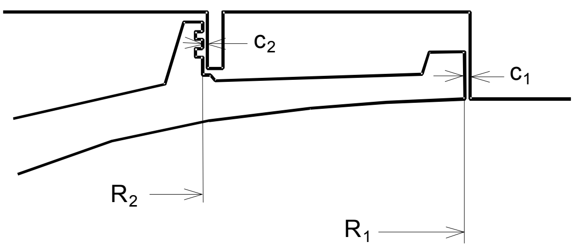
$$K_{crown} \approx \left(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2}\right)\left[\left(\frac{1}{R_1 c_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{R_2 c_2}\right)^2\right] \times D^4$$



$$K_{crown} \approx \left[\begin{array}{l}\left(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2}\right)\left(\frac{1}{R_1 c_1}\right)^2 + \left(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{ks}\right)\left(\frac{1}{R_{21} c_2}\right)^2 \\ \qquad + \left(\zeta_f + \zeta_{ks}\right)\left(\frac{1}{R_{22} c_2}\right)^2 + \left(\zeta_f + \zeta_{k2}\right)\left(\frac{1}{R_{23} c_2}\right)^2\end{array}\right] \times D^4$$



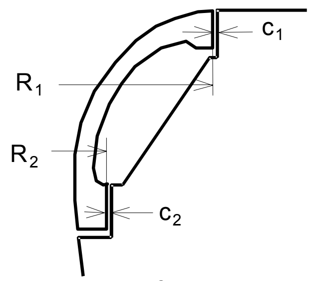
$$K_{crown} \approx \left[\begin{array}{l}\left(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2}\right)\left(\frac{1}{R_1 c_1}\right)^2 + \left(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{ks}\right)\left(\frac{1}{R_{21} c_2}\right)^2 \\ \qquad + \left(\zeta_f + \zeta_{ks}\right)\left(\frac{1}{R_{22} c_2}\right)^2 + \left(\zeta_f + \zeta_{k2}\right)\left(\frac{1}{R_{23}\, c_2}\right)^2\end{array}\right] \times D^4$$



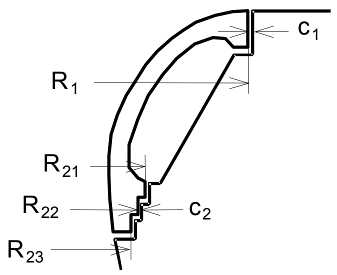
$$K_{crown} \approx \left[\left(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2}\right)\left(\frac{1}{R_1 c_1}\right)^2 + \left(\zeta_{k1} + 2\zeta_{ks} + \sum_3 \zeta_f + \zeta_{k2}\right)\left(\frac{1}{R_2 c_2}\right)^2\right] \times D^4$$

IEC 226/09

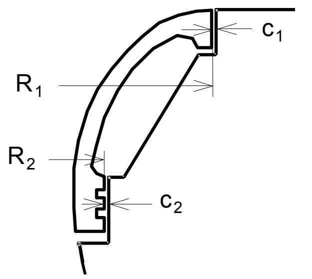
Figure E.1 – Examples of typical design of runner seals (crown side)



$$K_{band} \approx \left[(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2}) \left(\frac{1}{R_1 c_1} \right)^2 + (\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2}) \left(\frac{1}{R_2 c_2} \right)^2 \right] \times D^4$$



$$K_{band} \approx \left[\begin{array}{l} (\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2}) \left(\frac{1}{R_1 c_1} \right)^2 + (\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{ks}) \left(\frac{1}{R_{21} c_2} \right)^2 \\ \qquad + (\zeta_f + \zeta_{ks}) \left(\frac{1}{R_{22} c_2} \right)^2 + (\zeta_f + \zeta_{k2}) \left(\frac{1}{R_{23} c_2} \right)^2 \end{array} \right] \times D^4$$



$$K_{band} \approx \left[(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2}) \left(\frac{1}{R_1 c_1} \right)^2 + \left(\zeta_{k1} + 2\zeta_{ks} + \sum_3 \zeta_f + \zeta_{k2} \right) \left(\frac{1}{R_2 c_2} \right)^2 \right] \times D^4$$

IEC 227/09

Figure E.2 – Examples of typical design of runner seals (band side)

The value of the loss coefficient K given by Equation E.1 is calculated individually for outer or inner seals on the runner crown and those on the runner band, respectively. Then total loss coefficient K for the whole machine is calculated by the following equation:

$$K = \frac{K_c \times K_b}{\left(\sqrt{K_c} + \sqrt{K_b} \right)^2} \tag{E.3}$$

where,

K_c sum of the dimensionless loss coefficient for the seals on the runner crown;

K_b sum of the dimensionless loss coefficient for the seals on the runner band;

K representative dimensionless loss coefficient for the whole machine.

NOTE Equation E.3 is derived by assuming that the differential pressure across the runner seals on both crown and band sides are identical. It disregards pressure gradient in the space between runner and stationary part and, also, the loss head in balance holes or equalizer pipes.

If the values of differential pressure across the runner seals on both sides are not identical, this equation is not applicable. In such case, detailed analysis is required.

E.2 General formula to obtain $\Delta\eta_Q$ for non-homologous seal

By using the representative loss coefficients for the model and the prototype, a general formula for $\Delta_Q = \dfrac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}}$ can be written as follows (see A.2 3)):

$$\left.\begin{aligned} &\text{For turbine: } \Delta_Q = \frac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}} = \frac{\eta_{QP}}{\eta_{QM}}(1-\eta_{QM})\left[1-\left(\frac{\zeta_{kM}+\zeta_{fM}}{\zeta_{kP}+\zeta_{fP}}\right)^{0,5}\right] \cong (1-\eta_{QM})\left[1-\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5}\right] \\ &\text{For pump: } \Delta_Q = \frac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}} = (1-\eta_{QM})\left[1-\left(\frac{\zeta_{kM}+\zeta_{fM}}{\zeta_{kP}+\zeta_{fP}}\right)^{0,5}\right] \cong (1-\eta_{QM})\left[1-\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5}\right] \end{aligned}\right\} \quad \text{(E.4)}$$

where

K_M representative loss coefficient for the model;

K_P representative loss coefficient for the prototype.

In the above formula, η_{QM} is considered to be 0,99 in this standard.

E.3 Evaluation of scale effect in case of a homologous straight seal

In case of a homologous seal with normal straight seal design,

$$\frac{D_M^2}{A_{iM}} \equiv \frac{D_M^2}{A_{aveM}} \equiv \frac{D_P^2}{A_{iP}} \equiv \frac{D_P^2}{A_{aveP}}$$

Therefore,

$$\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5} = \left[\frac{\sum_i\left(\dfrac{\zeta_{kiM}}{A_{iM}^2}\right)+\dfrac{\zeta_{fM}}{A_{aveM}^2}}{\sum_i\left(\dfrac{\zeta_{kiP}}{A_{iP}^2}\right)+\dfrac{\zeta_{fP}}{A_{aveP}^2}}\right]^{0,5}\left(\frac{D_M}{D_P}\right)^2 = \left(\frac{\sum_i\zeta_{kiM}+\zeta_{fM}}{\sum_i\zeta_{kiP}+\zeta_{fP}}\right)^{0,5}$$

In normal straight seal design, $\left(\zeta_f/\sum\zeta_{ki}\right) \approx 0,5\cdots1,5$

If the scale effect on ζ_f is considered,

$\left(Re_P/Re_M\right) \approx 5\cdots40$ (in usual model test condition)

Then, this would give $\left(\zeta_{fP}/\zeta_{fM}\right) \approx \left(Re_P/Re_M\right)^{-0,2} \approx (5\cdots40)^{-0,2} \approx 0,5\cdots0,7$.

Since the kinetic loss is non-scalable, $\sum\zeta_{kiP} = \sum\zeta_{kiM}$.

Therefore, in case of homologous straight seal when scale effect on ζ_f is considered:

$$\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5} = \left(\frac{\sum\zeta_{kiM} + \zeta_{fM}}{\sum\zeta_{kiP} + \zeta_{fP}}\right)^{0,5} = \left[\frac{\sum\zeta_{kiM} + \zeta_{fM}}{\sum\zeta_{kiM} + \zeta_{fM}(\zeta_{fP}/\zeta_{fM})}\right]^{0,5}$$

$$\cong \left[\frac{1 + (0,5 \cdots 1,5)}{1 + (0,5 \cdots 1,5)(0,5 \cdots 0,7)}\right]^{0,5} \cong \left[\left(\frac{1,5}{1,25 \cdots 1,35}\right) \cdots \left(\frac{2,5}{1,75 \cdots 2,05}\right)\right]^{0,5}$$

$$\cong (1,11 \cdots 1,43)^{0,5} \cong 1,05 \cdots 1,20$$

Since $(1 - \eta_Q) \cong 0,01$, $\Delta\eta$ for homologous straight seal may be estimated as follows:

$$\Delta_Q = \frac{\Delta\eta_Q}{\eta_{Qm}} = (1 - \eta_{QM})\left[1 - \left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5}\right]$$

$$\cong 0,01 \times [1 - (1,05 \cdots 1,20)] = -(0,000\,5 \cdots 0,002\,0)$$

or

$$\Delta\eta_Q = -(0,05 \cdots 0,20) \ \%$$

This is regarded as "0 %" in this standard for simplification.

E.4 Straight seal with non-homologous radial clearance

As an example, the case where the radii of the seal are homologous but the radial clearances are not homologous is examined. Then,

$$\frac{D_M}{R_{iM}} = \frac{D_M}{R_{aveM}} = \frac{D_P}{R_{iP}} = \frac{D_P}{R_{aveP}} \qquad (E.5)$$

The term $\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5}$ appeared in Equation E.4 can be written as follows:

$$\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5} = \left[\frac{\dfrac{\zeta_{k1}}{(R_{1M}c_M)^2} + \dfrac{\zeta_{k2}}{(R_{2M}c_M)^2} + j\times\dfrac{\zeta_{ks}}{(R_{sM}c_M)^2} + \dfrac{\zeta_f}{(R_{aveM}c_M)^2}}{\dfrac{\zeta_{k1}}{(R_{1P}c_P)^2} + \dfrac{\zeta_{k2}}{(R_{2P}c_P)^2} + j\times\dfrac{\zeta_{ks}}{(R_{sP}c_P)^2} + \dfrac{\zeta_f}{(R_{aveP}c_P)^2}}\right]^{0,5} \left(\frac{D_M}{D_P}\right)^2$$

$$= \left[\frac{\dfrac{\zeta_{k1}D_M^2}{R_{1M}^2} + \dfrac{\zeta_{k2}D_M^2}{R_{2M}^2} + j\times\dfrac{\zeta_{ks}D_M^2}{R_{sM}^2} + \dfrac{\zeta_f D_M^2}{R_{aveM}^2}}{\dfrac{\zeta_{k1}D_P^2}{R_{1P}^2} + \dfrac{\zeta_{k2}D_P^2}{R_{2P}^2} + j\times\dfrac{\zeta_{ks}D_P^2}{R_{sP}^2} + \dfrac{\zeta_f D_P^2}{R_{aveP}^2}}\right]\left(\frac{D_M/c_M}{D_P/c_P}\right) \quad \text{(E.6)}$$

By Equation E.5, both the numerator for the model and the denominator for the prototype of the ratio in the square bracket of Equation E.6 becomes the same. Then, the above equation is simply expressed as follows;

$$\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5} = \frac{c_P/D_P}{c_M/D_M} \quad \text{(E.7)}$$

Therefore,

$$\Delta_Q = \frac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}} = (1-\eta_{QM})\left[1-\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5}\right] \approx 0,01\times\left[1-\frac{(c_P/D_P)}{(c_M/D_M)}\right] \quad \text{(E.8)}$$

Hence, it is known that, if the radial seal clearance of the prototype is relatively smaller compared with the model, the volumetric efficiency of the prototype becomes higher than the model.

Bibliography

[1] IEC 60193:1999, *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests*

[2] Ida, T., *Analysis of Scale Effects on Performance Characteristics of Hydraulic Turbines* (*Part 1: Scale Formulae of Hydraulic Performance and Loss Distribution Coefficients in Model Francis Turbines and Pump-turbines*), J. Hyd. Research, 1989, vol. 27, no. 6, p. 809

[3] Kurokawa, J., et al., *Roughness Effects on the Flow along an Enclosed Rotating Disk*, Bull. JSME, 1978, vol. 21, no. 162, p. 1725

[4] Nichtawitz, A., *Discussion on Step-up Procedures in Hydraulic Machines*, Proc. IAHR Symposium - Beijing, 1994, p. 841

[5] Ida, T., *New Formulae for Scaling-up Hydraulic Efficiency of Hydraulic Turbines*, J. Hyd. Research, 1995, vol. 33, no. 2, p. 147

[6] Nichtawitz, A., *Further Development of Step-up Formula Considering Surface Roughness*, Proc. IAHR Symposium - Valencia, 1996, p. 342

[7] JSME S-008, *Performance Conversion Method for Hydraulic Turbines and Pump-turbines*, 1999

[8] Tanaka, H. et al., *New Scale Effect Formula Being Studied for Future IEC Code*, Proc. (CD-ROM), IAHR Symposium – Charlottes, 2000

[9] Nichtawitz, A. et al., *Derivation of Formulae for Future IEC Code on Scale Effects*, Proc. AHR Symposium – Stockholm, 2004, vol. A, A12-2

[10] Tanaka, H. et al., *Scale Effect Formula for Future IEC Code - Its Theoretical background and Features* - , Proc. IAHR Symposium – Stockholm, 2004, vol. A, A12-1

[11] Schlichting, H., *Boundary Layer Theory*, McGraw Hill, 1979, 7th ed., p. 623

[12] Kurokawa, J. et al., *Accurate Determination of Volumetric and Mechanical Efficiencies and Leakage Behavior of Francis Turbine and Francis Pump-turbine*, Proc. IAHR Symposium - Beijing, 1994, vol. 2, p. 889

[13] Robertson, J. M. et al., *Turbulent Flow in Rough Pipes*, I & EC Fundamentals, 1968, vol. 7, no. 2, p. 253

[14] Akaike, S., et al., *Fully Developed Turbulent Flow in Two Dimensional Channel with Rough Wall*, Proc. 10th Conf. on Fluid machinery, Budapest, 1995, p. 21

[15] Daily, J. W. et al., *Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks*, Trans. ASME, Ser. D, 1960,vol. 82, no. 1, p. 217

[16] Idelchik, I. E., *Handbook of Hydraulic Resistance*, Springer-Verlag, 1986, 2nd ed.

[17] Henry, P., *Influence de la Rugosite sur le Rendament d'un Modele Reduit de Turbine Francis*, Proc. IAHR Symposium – Tokyo, 1980, vol. 1, p. 677

[18] Fukuda, H., *The Effects of Runner Surface Roughness on the Performance of a Francis Turbine*, Bull. JSME, 1964, vol. 7, no. 26, p. 346

[19] Nece, R. E. et al., *Roughness Effects on Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks*, Trans. ASME, Ser. D, 1960, vol. 82, no. 3, p. 553

[20] Kurokawa, J. et al., *Axial Thrust, Leakage Loss and Disk Friction Torque of Radial Flow Turbomachinery*, Proc. Pumps and Turbines Conf. (NEL, Glasgow), 1976, vol. 1, p. 1

SOMMAIRE

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

MACHINES HYDRAULIQUES, RADIALES ET AXIALES – METHODE DE CONVERSION DES PERFORMANCES DU MODELE AU PROTOTYPE

AVANT-PROPOS

1) La Commission Electrotechnique Internationale (CEI) est une organisation mondiale de normalisation composée de l'ensemble des comités électrotechniques nationaux (Comités nationaux de la CEI). La CEI a pour objet de favoriser la coopération internationale pour toutes les questions de normalisation dans les domaines de l'électricité et de l'électronique. A cet effet, la CEI – entre autres activités – publie des Normes internationales, des Spécifications techniques, des Rapports techniques, des Spécifications accessibles au public (PAS) et des Guides (ci-après dénommés "Publication(s) de la CEI"). Leur élaboration est confiée à des comités d'études, aux travaux desquels tout Comité national intéressé par le sujet traité peut participer. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec la CEI, participent également aux travaux. La CEI collabore étroitement avec l'Organisation Internationale de Normalisation (ISO), selon des conditions fixées par accord entre les deux organisations.
2) Les décisions ou accords officiels de la CEI concernant les questions techniques représentent, dans la mesure du possible, un accord international sur les sujets étudiés, étant donné que les Comités nationaux de la CEI intéressés sont représentés dans chaque comité d'études.
3) Les Publications de la CEI se présentent sous la forme de recommandations internationales et sont agréées comme telles par les Comités nationaux de la CEI. Tous les efforts raisonnables sont entrepris afin que la CEI s'assure de l'exactitude du contenu technique de ses publications; la CEI ne peut pas être tenue responsable de l'éventuelle mauvaise utilisation ou interprétation qui en est faite par un quelconque utilisateur final.
4) Dans le but d'encourager l'uniformité internationale, les Comités nationaux de la CEI s'engagent, dans toute la mesure possible, à appliquer de façon transparente les Publications de la CEI dans leurs publications nationales et régionales. Toutes divergences entre toutes Publications de la CEI et toutes publications nationales ou régionales correspondantes doivent être indiquées en termes clairs dans ces dernières.
5) La CEI n'a prévu aucune procédure de marquage valant indication d'approbation et n'engage pas sa responsabilité pour les équipements déclarés conformes à une de ses Publications.
6) Tous les utilisateurs doivent s'assurer qu'ils sont en possession de la dernière édition de cette publication.
7) Aucune responsabilité ne doit être imputée à la CEI, à ses administrateurs, employés, auxiliaires ou mandataires, y compris ses experts particuliers et les membres de ses comités d'études et des Comités nationaux de la CEI, pour tout préjudice causé en cas de dommages corporels et matériels, ou de tout autre dommage de quelque nature que ce soit, directe ou indirecte, ou pour supporter les coûts (y compris les frais de justice) et les dépenses découlant de la publication ou de l'utilisation de cette Publication de la CEI ou de toute autre Publication de la CEI, ou au crédit qui lui est accordé.
8) L'attention est attirée sur les références normatives citées dans cette publication. L'utilisation de publications référencées est obligatoire pour une application correcte de la présente publication.
9) L'attention est attirée sur le fait que certains des éléments de la présente Publication de la CEI peuvent faire l'objet de droits de propriété intellectuelle ou de droits analogues. La CEI ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de propriété et de ne pas avoir signalé leur existence.

La Norme internationale CEI 62097 a été établie par le comité d'études 4 de la CEI: Turbines hydrauliques.

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

FDIS	Rapport de vote
4/242A/FDIS	4/243/RVD

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

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

La présente publication contient des fichiers joints de type fichier Excel. Ces fichiers sont destinés à être utilisés comme complément et ne font pas partie intégrante de la présente publication.

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

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

INTRODUCTION

0.1 Remarques générales

La présente Norme internationale établit la performance de machines hydrauliques prototypes à partir d'essais sur modèle d'essais avec la considération des effets d'échelle incluant l'effet de rugosité de surface.

Les progrès technologiques dans le domaine des turbo-machines hydrauliques utilisées dans les centrales hydroélectriques nécessitent la révision de la formule d'effet d'échelle donnée dans le 3.8 de la CEI 60193. [1][1] Les progrès dans la connaissance des effets d'échelles proviennent des travaux réalisés dans les instituts de recherche, chez les constructeurs et dans les groupes de travail pertinents provenant des organisations de la CEI et de l'AIRH. [1 - 7]

La méthode de calcul des rendements du prototype, présentée ici, s'appuie sur un travail empirique et une recherche théorique d'analyse numérique de l'écoulement; elle a été simplifiée pour des raisons pratiques et doit être considérée comme une convention. [8 – 10]La méthode est l'image de l'état du savoir actuel sur la transposition des performances d'un modèle réduit à un prototype en similitude.

La similitude n'est pas limitée à la similitude géométrique des composantes de la turbine, elle fait appel aussi à la similitude du triangle des vitesses en entrée et en sortie de la roue. [2] De ce fait, en comparaison avec la norme CEI 60193, une plus grande attention doit être portée sur la géométrie des directrices.

Dans l'état actuel du savoir, dans la plupart des cas, la formule de calcul de la transposition du rendement donnée dans la CEI 60193 et dans les normes antérieures surestimait l'augmentation de rendement pour le prototype. C'est pourquoi, dans le cas où l'utilisateur voudrait étudier à nouveau un projet pour lequel un calcul de transposition du rendement a déjà été réalisé en ayant été basé sur toute méthode précédente, celui-ci devra refaire le calcul de transposition du rendement avec la nouvelle méthode de la présente norme, avant d'étudier à nouveau le projet concerné.

La présente norme est prévue pour être employée principalement pour l'évaluation des résultats des essais contractuels sur modèle réduit de machines hydrauliques. Si elle est employée pour d'autres buts tels que l'évaluation d'une rénovation de machines dont la surface est très rugueuse, il convient de prendre des précautions comme indiqué dans l'Annexe B.

Suite au manque de connaissance suffisante sur la répartition des pertes dans les turbines Deriaz et les pompes d'accumulation, la présente norme ne fournit pas la formule d'effet d'échelle pour ces équipements.

Une feuille Excel, concernant les procédures de transposition de performances des machines hydrauliques, à partir du modèle jusqu'au prototype, est joint à la fin de la présente Norme de façon à faciliter le calcul des valeurs de transposition.

0.2 Caractéristiques fondamentales

Une différence fondamentale avec la formule de la CEI 60193 est la normalisation des pertes transposables. La CEI 60193:1999 (voir 3.8 [1]) a défini et normalisé un coefficient de répartition des pertes V dont l'inconvénient réside dans le fait que les turbines dont le tracé n'a pas été optimisé peuvent tirer avantage de leur faible niveau technologique.

[1] Les nombres entre crochets font référence à la bibliographie.

Ceci n’est certainement pas correct. En effet, dans le cas de tracé à faible niveau de rendement, les pertes fixes, comme les pertes par incidence, sont élevés alors que le montant des pertes transposables est sensiblement constant pour une machine hydraulique de vitesse spécifique donnée et de type donné, quelque soit le constructeur.

La présente norme évite les lacunes principales de la CEI 60193:1999 (voir 3.8 [1]). Une caractéristique fondamentalement nouvelle de la présente norme est la prise en compte de façon séparée des pertes d’énergie hydraulique massique, des pertes de frottement par disque et des pertes par fuite. [5], [8 – 10]

En outre, dans la présente norme, la transposition des performances hydrauliques est non seulement basée sur la dépendance des pertes de frottement au nombre de Reynolds, Re, mais intègre aussi l’effet de rugosité de surface, Ra.

Puisque les rugosités des composantes de la machine réelle diffèrent entre elles, l’effet d’échelle est évalué pour chaque composante individuelle de façon séparée. Ces composants individuels de l’effet d’échelle sont additionnés au final pour obtenir l’effet d’échelle global de la machine hydraulique complète. [10] Pour les machines à écoulement radial, l’évaluation de l’effet d’échelle est réalisée sur cinq composantes séparément; bâche spirale, avant-distributeur, distributeur, roue et aspirateur. Pour les machines à écoulement axial, les pertes transposables des composantes individuelles ne sont pas encore clarifiées et sont traitées en deux parties; les aubes de la roue et toutes les parties fixes.

Les procédures de calcul selon la présente norme sont résumées à l’Article 6 et les feuilles Excel sont fournies en pièce jointe pour faciliter le calcul de transposition.

Dans le cas où les feuilles Excel sont utilisées pour l'évaluation des résultats d'un modèle d'essai contractuel, chaque partie concernée doit exécuter le calcul de contrôle individuellement de façon croisée en utilisant des données d'entrée communes qui auront été convenues à l'avance.

MACHINES HYDRAULIQUES, RADIALES ET AXIALES – METHODE DE CONVERSION DES PERFORMANCES DU MODELE AU PROTOTYPE

1 Domaine d'application

La présente Norme internationale s'applique à la vérification du rendement et des performances de machines hydrauliques prototypes à partir des résultats d'essais sur modèle en tenant compte des effets d'échelle y compris de l'effet de rugosité de surface.

La présente norme est prévue pour être employée lors de l'évaluation des résultats des essais contractuels sur modèle réduit de machines hydrauliques.

2 Références normatives

Les documents de référence suivants sont indispensables pour l'application du présent document. Pour les références datées, seule l'édition citée s'applique. Pour les références non datées, la dernière édition du document de référence s'applique (y compris les éventuels amendements).

CEI 60193:1999, *Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines – Essais de réception sur modèle*

3 Termes, définitions, symboles et unités

3.1 Système d'unités

Le Système International d'unités (SI) est utilisé tout au long de la présente norme. Tous les termes sont donnés en unités de base SI ou en unités cohérentes dérivées. Tout autre système d'unités peut être utilisé après accord des parties contractantes.

3.2 Liste de termes

Pour les besoins du présent document, les termes et définitions de la CEI 60193 s'appliquent, ainsi que les termes, définitions, symboles et unités suivants.

3.2.1 Liste des indices

Terme	Symbole	Terme	Symbole	
modèle	M	composante	CO	
prototype	P			
énergie massique	E	bâche spirale	SP	
volumétrique	Q	avant distributeur	SV	En général, terme représenté par CO
couple ou frottement	T	distributeur	GV	
référence	ref	roue	RU	
diamètre hydraulique	d	aspirateur	DT	
vitesse	u	partie fixe	ST	
hydraulique	h			

Terme	Symbole	Terme	Symbole	
point de rendement max	opt			
point hors optimum	off			

3.2.2 Termes, définitions, symboles et unités

Terme	Définition	Symbole	Unité
Machines à écoulement radial	Turbines Francis et turbines-pompes de type Francis réversible	-	-
Machines à écoulement axial	Turbines Kaplan, turbines bulbe et turbines à hélices à pâles fixes	-	-
Diamètre de référence	Diamètre de référence de la machine hydraulique (voir Figure 3 de la CEI 60193)	D	m
Diamètre hydraulique	4 fois l'aire de la section divisée par la circonférence de la section	d_h	m
Rugosité du sable	Rugosité équivalente du sable [11]	k_S	m
Rugosité moyenne arithmétique	Écart à la ligne moyenne du profil représenté par une moyenne arithmétique	Ra	m
Accélération due à la pesanteur	Accélération due à la pesanteur à l'endroit de l'essai en fonction de l'altitude et de la latitude (voir CEI 60193)	g	m s^{-2}
Masse volumique de l'eau	Masse par unité de volume d'eau (voir CEI 60193)	ρ	kg m^{-3}
Viscosité dynamique	Grandeur caractérisant le comportement mécanique d'un fluide	μ	Pa s
Viscosité cinématique	Rapport de la viscosité dynamique à la masse volumique d'un fluide. Les valeurs sont données en fonction de la température (voir CEI 60193)	ν	m^2 s^{-1}
Débit (Débit-volume)	Volume d'eau s'écoulant à travers une section quelconque, par unité de temps	Q	m^3 s^{-1}
Débit-massique	Masse d'eau s'écoulant à travers une section quelconque, par unité de temps	$(\rho\ Q)$	kg s^{-1}
Débit de la machine	Débit s'écoulant à travers la section de référence coté haute pression	Q_1	m^3 s^{-1}
Débit de fuite	Volume d'eau s'écoulant à travers les jeux aux labyrinthes de la roue, par unité de temps	q	m^3 s^{-1}
Débit net	Volume d'eau s'écoulant à travers la roue, par unité de temps. Il s'agit dans le cas d'une turbine de Q_1-q et de Q_1+q dans le cas d'une pompe	Q_m	m^3 s^{-1}
Vitesse moyenne	Rapport du débit-volume à l'aire de la section de passage hydraulique	v	m s^{-1}
Vitesse périphérique	Vitesse périphérique au diamètre de référence	u	m.s^{-1}
Vitesse de rotation	Nombre de tours de la machine par unité de temps	n	S^{-1}
Énergie hydraulique massique de la machine	Énergie massique de l'eau disponible entre les sections de référence haute et basse pression de la machine en tenant compte de l'influence de la compressibilité. (voir CEI 60193)	E	J kg^{-1}
Énergie hydraulique massique de la roue	Turbine: Énergie hydraulique massique nette agissant sur la roue Pompe: Énergie hydraulique massique nette produite par la roue	E_m E_m	J kg^{-1}
Perte d'énergie hydraulique massique dans les parties fixes	Perte d'énergie hydraulique massique dissipée dans les parties fixes incluant les pertes par frottement et les pertes d'énergie cinétiques	E_{Ls}	J kg^{-1}

Terme	Définition	Symbole	Unité
Perte d'énergie hydraulique massique dans la roue	Perte d'énergie hydraulique massique dissipée dans la roue incluant les pertes par frottement et les pertes d'énergie cinétiques	E_{Lm}	J kg^{-1}
Perte par frottement de l'énergie hydraulique massique	Perte d'énergie hydraulique massique dissipée par frottement sur les surfaces des passages hydrauliques	E_{Lf}	J kg^{-1}
Perte hydraulique massique cinétique	Perte d'énergie hydraulique massique causée par des phénomènes hydrauliques autres que les frottements pariétaux, comme la turbulence, les décollements, le changement brusque de section de passage, etc.	E_{Lk}	J kg^{-1}
Hauteur de chute nette en turbine ou hauteur nette de refoulement en pompe	$H = E / g$	H	m
Puissance délivrée par la turbine ou puissance fournie à la pompe	Puissance mécanique délivrée à l'arbre par la turbine ou fournie à l'arbre de la pompe, en attribuant à la machine hydraulique les pertes mécaniques des paliers et des joints d'arbres adéquats (voir les Figures A.1 et A.2)	P	W
Puissance hydraulique	Puissance disponible pour produire de l'énergie (turbine) ou puissance transmise à l'eau (pompe) $P_h = E\ (\rho Q_1)$	P_h	W
Puissance mécanique de la roue	Puissance transmise entre l'accouplement roue / arbre	P_m	W
Puissance de la roue	Turbine: Puissance produite par la roue correspondant à E_m (ρQ_m) ou P_m+P_{Ld} Pompe: Puissance fournie par la roue représentée par $E_m(\rho Q_m)$ ou P_m-P_{Ld}	P_r P_r	W
Perte de frottement par disque	Perte de puissance due aux frottements des surfaces externes à la roue	P_{Ld}	W
Perte de puissance dans les paliers	Perte de puissance due aux frottements du palier de l'arbre et du labyrinthe d'arbre	P_{Lm}	W
Couple à la roue	Couple transmis à l'accouplement de la roue et de l'arbre correspondant à la puissance mécanique de la roue, P_m.	T_m	N m
Rendement hydraulique	Turbine: η_h=P_m/P_h Pompe: η_h=P_h/P_m	η_h	-
Rendement de l'énergie hydraulique massique	Turbine: η_E=E_m/E_h Pompe: η_E = E_h/E_m (voir Figures A.1 et A.2)	η_E	-
Rendement volumétrique	Turbine: η_Q = Q_m/Q_1 Pompe: η_Q = Q_1/Q_m (voir Figures A.1 et A.2)	η_Q	-
Rendement de frottement disque ou Rendement de puissance	Turbine: η_T = P_m/P_r Pompe: η_T = P_r/P_m (Voir Figures A.1 et A.2)	η_T	-
Rendement de puissance	Turbine: η_m = P/P_m Pompe: η_m = P_m/P (Voir Figures A.1 et A.2)	η_m	-
Effet d'échelle sur le rendement	Différence de rendement pour 2 conditions de fonctionnement hydrauliquement semblables	$\Delta\eta$	-
Coefficient d'effet d'échelle	Rapport de transposition du rendement au rendement du modèle $\Delta = \dfrac{\Delta\eta}{\eta_M}$	Δ	-
Nombre de Reynolds	Nombre de Reynolds de la machine $Re = D\ u / \nu$	Re	-

Terme	Définition	Symbole	Unité
Nombre de Reynolds de la composante hydraulique	$Re_d = d_h\ v / \nu$	Re_d	-
Coefficient de perte par frottement pour un écoulement dans une tuyauterie	Coefficient de perte par frottement dans une tuyauterie $$\lambda = \frac{E_{Lf}}{\frac{L}{d}\frac{v^2}{2}}$$ avec d diamètre hydraulique de la tuyauterie (m) L longueur de la tuyauterie (m)	λ	-
Coefficient de perte par frottement sur une plaque plane	Coefficient de perte par frottement sur une plaque plane: $$C_f = \frac{E_{Lf}}{\frac{BL}{Q}\frac{w^3}{2}}$$ où B largeur de la plaque plane (m) L longueur de la plaque plane (m) Q débit passant autour de la plaque (m^3/s) w vitesse d'écoulement relative (m/s)	C_f	-
Coefficient de perte par frottement disque	Coefficient de perte par frottement pour un disque en rotation $$C_m = \frac{P_{Ld}}{\frac{\pi^4}{8}\rho n^3 D_d{}^5}$$ avec D_d: diamètre du disque en rotation (m)	C_m	-
Perte relative d'énergie hydraulique transposable	Perte d'énergie hydraulique massique transposable divisée par E, dépendant du nombre de Reynolds et de la rugosité (dans la plupart des cas, il est exprimé en %) $\delta_E = E_{Lf}/E$	δ_E	-
Perte relative non transposable d'énergie hydraulique massique	Perte d'énergie hydraulique massique non transposable divisée par E, qui demeure constant par rapport au nombre de Reynolds et à la rugosité $\delta_{ns} = E_{Lk}/E$	δ_{ns}	-
Perte transposable d'énergie hydraulique de référence	Valeur de δ_E pour un modèle avec une surface lisse fonctionnant au nombre de Reynolds de référence $Re = 7 \times 10^6$	δ_{Eref}	-
Perte transposable d'énergie hydraulique de référence dans une composante	δ_{Eref} pour chaque composante	δ_{ECOref}	-
Perte relative par frottement disque	Perte par frottement disque P_{Ld} divisée par P_m $$\delta_T = \frac{P_{LD}}{P_m}$$	δ_T	-
Perte par frottement disque de référence	Valeur de δ_T pour un modèle avec une surface relativement lisse fonctionnant au nombre de Reynolds de référence $Re = 7 \times 10^6$	δ_{Tref}	-
Facteur de vitesse d'écoulement pour chaque composante	Rapport de la vitesse d'écoulement relative maximale de chaque passage d'une composante à la vitesse périphérique u $$\kappa_{uCO} = \frac{v_{CO}}{u}$$	κ_{uCO}	-
Facteur dimensionnel de chaque composante	Rapport du diamètre hydraulique de chaque passage dans une composante au diamètre de référence $$\kappa_{dCO} = \frac{d_{hCO}}{D}$$	κ_{dCO}	-

Terme	Définition	Symbole	Unité
Facteur dimensionnel de perte par frottement disque	Rapport du diamètre du plafond de roue ou de la ceinture de roue au diamètre de référence $$\kappa_T = \frac{D_d}{D}$$ où D_d diamètre du plafond de roue ou de la ceinture de roue, le plus grand des deux	κ_T	-
Coefficient de la perte d'énergie hydraulique transposable pour chaque composante	$$d_{ECOref} = \frac{\delta_{ECOref}}{1 + 0{,}351\left(\kappa_{uCO} \times \kappa_{dCO}\right)^{0{,}2}}$$	d_{ECOref}	-
Coefficient de la perte par frottement disque	$$d_{Tref} = \frac{\delta_{Tref}}{1 + 0{,}154\ \kappa_T^{0{,}4}}$$	d_{Tref}	-
Facteur de répartition des pertes	Rapport des pertes transposables aux pertes totales $$V = \frac{\delta}{1 - \eta_h}$$	V	-
Vitesse spécifique	$$N_{QE} = \frac{nQ_1^{0{,}5}}{E^{0{,}75}}$$	N_{QE}	-
Facteur de vitesse	$$n_{ED} = \frac{nD}{E^{0{,}5}}$$	n_{ED}	-
Facteur de débit	$$Q_{ED} = \frac{Q_1}{D^2 E^{0{,}5}}$$	Q_{ED}	-
Facteur de puissance	$$P_{ED} = \frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1{,}5}}$$	P_{ED}	-
Facteur d'énergie	$$E_{nD} = \frac{E}{n^2 D^2}$$	E_{nD}	-
Coefficient de débit	$$Q_{nD} = \frac{Q_1}{nD^3}$$	Q_{nD}	-
Coefficient de puissance	$$P_{nD} = \frac{P_m}{\rho_1 n^3 D^5}$$	P_{nD}	-

4 Formule d'effet d'échelle

4.1 Généralités

4.1.1 Pertes transposables

Le flux d'énergie à travers les machines hydrauliques et les différentes pertes issues des processus de transformation d'énergie peut être représenté par le diagramme de flux de A.1. [4]

La nouvelle formule d'effet d'échelle décrite dans la présente norme a pour caractéristique principale de dissocier trois composants du rendement. Il s'agit du rendement lié à l'énergie hydraulique, η_E, du rendement volumétrique, η_Q et du rendement de puissance, η_T. La présente norme propose une formulation de l'effet d'échelle pour chacun des composants du rendement.

Parmi les pertes correspondant à ces composants du rendement, les pertes définies ci-après sont sujettes à un effet d'échelle dû à la différence du nombre de Reynolds et de la rugosité relative. Ces pertes font référence aux «pertes transposables» de la présente norme.

- La perte d'énergie hydraulique due aux frottements: E_{Lf}
- La perte due aux fuites: q
- La perte due aux frottements disque: P_{Ld}

Il est admis dans la présente norme que l'amplitude relative de chaque perte transposable entrant dans l'expression du paramètre de performance correspondant, à l'exception du débit, ($\delta_E = E_{Lf}/E$ et $\delta_T = P_{Ld}/P_m$) est une fonction de la vitesse spécifique pour chaque type de machine.

E_{Lf} représente la somme des pertes par frottement en différents endroits de la machine et peut être exprimée par la somme arithmétique des pertes par frottement dans chacune des composantes de la machine, soit $E_{Lf} = \sum E_{LfCO}$. L'effet d'échelle sur cette perte est dû à la fréquence de nombre de Reynolds et de rugosité relative entre modèle et prototype comme le vérifie la formule de l'Equation 1.

Les autres pertes d'énergie hydraulique massique sont appelées «pertes d'énergie cinétique» ou «pertes non transposables». Elles sont exprimées par la relation $E_{Lk} = \sum E_{LkCO}$. Il est admis que le rapport E_{Lk}/E_m reste constant lorsqu'on transpose le modèle au prototype.

L'effet d'échelle sur les fuites, q, vient du changement de coefficient de frottement dans les jeux au labyrinthes de la roue. Dans la plupart des cas, les pertes volumétriques dues aux fuites à travers les labyrinthes sont mineures et l'effet d'échelle correspondant est par conséquent très faible.

C'est la raison pour laquelle l'effet d'échelle est négligé et les rendements volumétriques (η_Q) du prototype et du modèle sont considérés comme équivalents dés lors que les labyrinthes sont en similitude géométrique, conformément au critère du Tableau 3. (Voir E.3)

Dans le cas où la géométrie du modèle ne serait pas en similitude avec celle du prototype, il est recommandé d'utiliser la formule de correction du η_Q décrite en E.2.

De même que pour E_{Lf}, l'effet d'échelle par frottement disque, P_{Ld}, provient de la différence de nombre de Reynolds et de rugosité relative des surfaces externes de la roue entre modèle et prototype. Néanmoins, l'effet d'échelle sur P_{Ld} apparaît de manière légèrement différente par rapport à E_{Lf} du fait de la présence d'un écoulement radial et de la distorsion de la couche limite dans l'espace réduit entre la roue et les parties fixes de la machine. On considère dans la présente norme que l'effet d'échelle sur les pertes par frottement disque peut être vérifié par un effet d'échelle similaire à l'Equation 7. (Voir Annexe D)

Dans le cas de machines à écoulement axial, la perte par frottement de la surface au moyeu de la roue est négligeable et son effet d'échelle ignoré.

C'est pourquoi, on ne traite dans la présente norme seulement que l'effet d'échelle sur les pertes pour les composants du rendement ; η_E et η_T, pour les machines à écoulement radial et η_E pour les machines à écoulement axial.

4.1.2 Formules fondamentales de l'effet d'échelle sur les pertes par frottement hydrodynamique

Une caractéristique de cette nouvelle formule de l'effet d'échelle réside dans la prise en compte de la rugosité de surface. Le diagramme de Colebrook est à la base des considérations physiques concernant la prise en compte de la qualité de la surface. Revue et simplifiée, la formule implicite de Colebrook se ramène à l'expression suivante.[4, 6]

$$\lambda = \lambda_0 \left[0{,}74 \left(8 \times 10^4 \times \frac{k_S}{d_h} + \frac{Re_0}{Re_d} \right)^{0{,}2} + 0{,}26 \right] \tag{1}$$

où

$Re_0 = 7 \times 10^6$ $\lambda_0 = 0{,}008\ 5$

k_S rugosité équivalente du sable

d_h diamètre hydraulique du conduit hydraulique

Re_d nombre de Reynolds du conduit hydraulique $Re_d = \dfrac{d_h \times v}{\nu} = \dfrac{d_h \times v}{D \times u} Re$

En pratique, la rugosité de la surface du modèle et du prototype est représentée, par la rugosité moyenne arithmétique Ra comme décrite en 4.2.2. En ce qui concerne la relation entre la rugosité du sable k_S et Ra, la littérature fait état de résultats très dispersés. Il est admis dans la présente norme que la relation peut être exprimée comme suit:

$$\frac{k_S}{d_h} \cong 5 \frac{Ra}{d_h} \tag{2}$$

NOTE Pour chaque surface rugueuse, il convient que les remarques décrites en (2) et dans la Note 2 de B.1 soient prises en compte.

L'Equation 1 devient:

$$\lambda = \lambda_0 \left[0{,}74 \left(4 \times 10^5 \times \frac{Ra}{d_h} + \frac{D \times u}{d_h \times v} \times \frac{Re_0}{Re} \right)^{0{,}2} + 0{,}26 \right] \tag{3}$$

La Figure 1 résume les considérations fondamentales en ce qui concerne l'effet d'échelle entre modèle et prototype incluant l'effet de la rugosité de surface. L'exemple P_3 illustre le cas d'un prototype lisse. P_2 présente le cas d'un prototype dont l'état de surface est considéré raisonnable alors que P_1 montre l'exemple d'un prototype dont les surfaces sont très rugueuses et pour lequel l'on constatera une diminution du rendement par rapport au modèle.

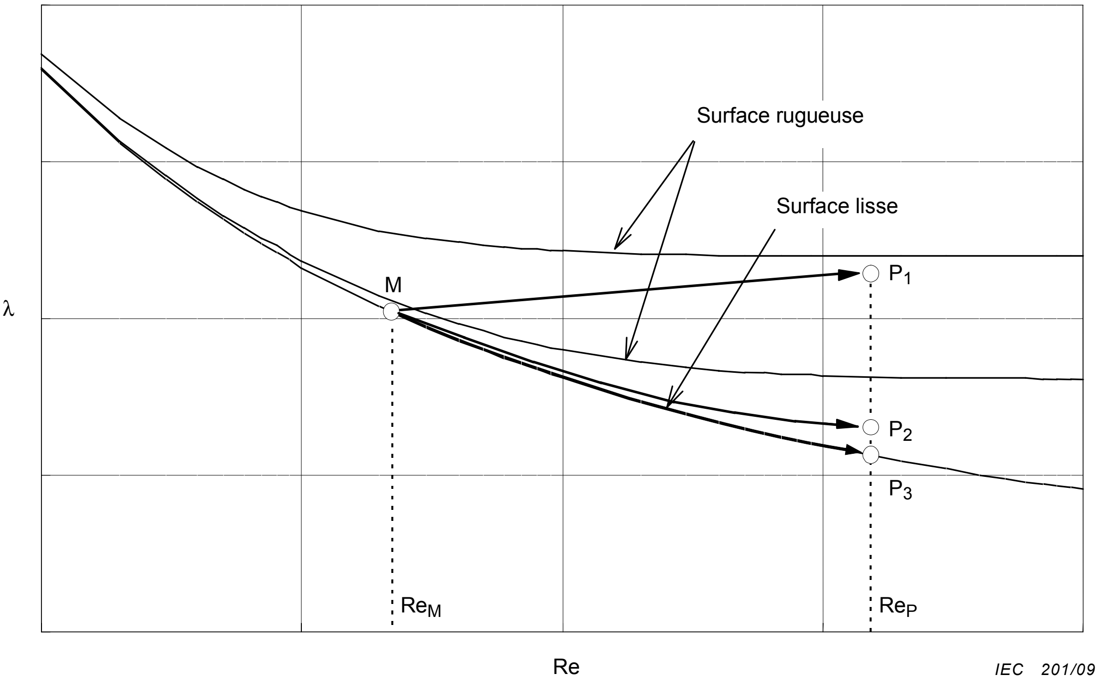


Figure 1 – Considération fondamentale pour l'effet d'échelle incluant l'effet de rugosité

Afin de calculer la différence de rendement hydraulique entre deux points de fonctionnement hydrauliquement semblables M et P à des nombres de Reynolds différents et pour des états de surface différents, les formules suivantes peuvent être dérivées en utilisant l'Equation 3 (voir A.2 (2)).

$$\Delta_E = \frac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}} = \delta_{Eref}\left(\frac{\lambda_M - \lambda_P}{\lambda_{ref}}\right) \tag{4}$$

Le diagramme de Colebrook a été établi pour les écoulements dans des tuyaux, mais il peut être démontré que les coefficients de perte de frottement des plaques planes, eux aussi, peuvent être approchés avec une précision suffisante en utilisant des équations similaires comme suit:

$$\begin{aligned} C_f &= C_{f0}\left[0{,}80\left(10^5\frac{k_S}{L} + \frac{Re_0}{Re_f}\right)^{0{,}2} + 0{,}20\right] \\ &= C_{f0}\left[0{,}80\left(5\times10^5\frac{Ra}{L} + \frac{D\times u}{L\times w}\times\frac{Re_0}{Re}\right)^{0{,}2} + 0{,}20\right] \end{aligned} \tag{5}$$

où

$Re_0 = 7\times10^6$ $\quad\quad$ $C_{f0} = 0{,}003\ 2$

Re_f nombre de Reynolds de la plaque $Re_f = \frac{L \times w}{\nu} = \frac{L \times w}{D \times u} Re$

L longueur de la plaque

w vitesse d'écoulement relative sur la plaque

En remplaçant λ dans l'Equation 4 par C_f donné par l'Equation 5, l'Equation 4 peut être utilisée pour calculer l'effet d'échelle de la perte par frottement des aubes des machines à écoulement axial.

Une équation similaire du coefficient de perte par frottement disque peut être établie comme suit [9]; (Voir Annexe D).

$$\begin{aligned} C_m &= C_{m0}\left[0{,}85\left(1{,}5 \times 10^4 \times \frac{k_{ST}}{a} + \frac{Re_0}{Re_T}\right)^{0,2} + 0{,}15\right] \\ &= C_{m0}\left[0{,}85\left(7{,}5 \times 10^4 \frac{Ra_T}{a} + \frac{D^2}{2a^2} \times \frac{Re_0}{Re}\right)^{0,2} + 0{,}15\right] \end{aligned} \tag{6}$$

où

$Re_0 = 7 \times 10^6$ $C_{m0} = 0{,}001\,9$

k_{ST} rugosité équivalente du sable correspondant à Ra_T $k_{ST} = 5Ra_T$

Ra_T moyenne pondérée de la moyenne arithmétique de la rugosité de la surface extérieure de la roue et de la surface de la partie fixe se trouvant à l'extérieur de la roue et donnée par l'Équation 13

Re_T nombre de Reynolds du disque

$$Re_T = \frac{a^2\omega}{\nu} = \frac{a^2\omega}{Du} Re = \frac{2a^2}{D^2} Re = \frac{{D_d}^2}{2D^2} Re$$

a le plus grand des deux entre le rayon de la roue, en ceinture ou du plafond (m)

$$a = \frac{D_d}{2}$$

ω vitesse angulaire du disque (rad/s)

En utilisant l'Equation 6, la formule de transposition du rendement mécanique (friction du disque) devient (voir A.2 (4)):

$$\Delta_T = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} = \delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right) \tag{7}$$

4.2 Rendement d'énergie hydraulique massique

4.2.1 Formule de transposition

Les pertes transposables δ_{Eref} utilisées dans l'Equation 4 se réfèrent à celles d'un modèle avec des surfaces lisses qui opère au nombre de Reynolds $Re_{ref} = 7 \times 10^6$. Ces pertes sont fonction du type et de la vitesse spécifique de la machine. Elles sont normalisées et présentées en Annexe B pour les machines à écoulement radial et en Annexe C pour les machines à écoulement axial.

En remplaçant la formule du nouvel effet d'échelle de l'Equation 3 dans l'Equation 4, on en déduit la formule suivante de la transposition individuelle pour une composante de la machine (voir B.2).

$$\Delta_{ECO} = \frac{\Delta\eta_{ECO}}{\eta_{EM}} = \delta_{ECOref}\left(\frac{\lambda_{COM} - \lambda_{COP}}{\lambda_{COref}}\right)$$

$$= \delta_{ECOref}\left[\frac{\left(4\times10^{5}\,\kappa_{uCO}\,\dfrac{Ra_{COM}}{D_M}+\dfrac{7\times10^{6}}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^{5}\,\kappa_{uCO}\,\dfrac{Ra_{COP}}{D_P}+\dfrac{7\times10^{6}}{Re_P}\right)^{0,2}}{1+0,35\left(\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}\right)^{0,2}}\right] \quad (8)$$

$$= d_{ECOref}\left[\left(4\times10^{5}\,\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COM}}{D_M}+\frac{7\times10^{6}}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^{5}\,\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COP}}{D_P}+\frac{7\times10^{6}}{Re_P}\right)^{0,2}\right]$$

où

δ_{ECOref} perte transposable normalisée de référence pour chaque composante lorsque le nombre de Reynolds de la machine est égal au nombre de Reynolds de référence (7×10^{6}) (voir A.2 (2) et B.2 (2))

κ_{uCO} coefficient de vitesse normalisé pour chaque composante (voir B.2 (1))

κ_{dCO} coefficient dimensionnel pour chaque composante (voir B.2(1))

δ_{ECOref} coefficient de perte transposable pour chaque composante (voir B.2 (2))

$$d_{ECOref} = \frac{\delta_{ECOref}}{1+0,35\left(\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}\right)^{0,2}}$$

Dans le cas des machines à écoulement radial, l'Equation 8 permet de calculer l'effet d'échelle individuel des diverses composantes en utilisant d_{ECOref} et κ_{uCO} établis pour chacune des composantes individuelles depuis la bâche spirale jusqu'à l'aspirateur.

Les valeurs de d_{ECOref} et κ_{uCO} de chaque composante de turbines Francis et de turbines pompes sont normalisées et présentées en 5.3 (1) et (2).

Dans le cas des machines à écoulement axial, la perte transposable est divisée en deux parties, concernant respectivement les aubes de roue et toutes les parties fixes. Le rapport d'effet d'échelle sur le rendement pour la perte transposable des parties fixes, Δ_{EST}, est obtenu par l'Equation 8 de la même façon que pour les turbines radiales. Dans ce cas, cependant, le facteur de vitesse représentatif κ_{uST} pour toutes les parties fixes peut être représenté comme égal à 0,8 fois le facteur de vitesse des directrices, soit $\kappa_{uST} = 0,8 \times \kappa_{uGV}$. La valeur de κ_{uST} est donnée en 5.3 (voir Annexe N de la CEI 60193:1999 [1]).

Comme énoncé plus haut dans l'Equation 5 de 4.1.2, la formule de l'effet d'échelle représentée à l'Equation 5 pour une plaque plane peut s'appliquer aux aubes de roue. Néanmoins, comme démontré en C.2, la formule de l'effet d'échelle basée sur l'Equation 5 peut être modifiée de la même façon que l'Equation 8 en introduisant le facteur de vitesse

κ^*_{uRU} à la place de κ_{uRU}. Ainsi, la formule suivante semblable à l'Equation 8 peut être appliquée aux aubes de roue en utilisant κ^*_{uRU} donné en 5.3 (voir Annexe N de la CEI 60193:1999 [1]).

$$\Delta_{ERU} = d_{ERUref}\left[\left(4\times10^5\kappa^*_{uRU}\frac{Ra_{RUM}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\kappa^*_{uRU}\frac{Ra_{RUP}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right] \quad (9)$$

La transposition de l'énergie hydraulique massique pour l'ensemble de la machine peut être calculée par l'équation ci-dessous:

$$\Delta_E = \frac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}} = \sum\Delta_{ECO} \quad (10)$$

La structure de la formule est valable pour tout type de machines hydrauliques à réaction, aussi bien pour les pompes que pour les turbines.

4.2.2 Rugosité du modèle et du prototype

Quand on appliquera l'Equation 8 lors d'un essai contractuel sur modèle réduit pour déterminer si le rendement modèle respecte les garanties ou non, les valeurs de la rugosité de surface (Ra) stipulées ci-dessous devront être utilisées dans la formule.

– Rugosité du modèle

  Les valeurs mesurées sur le modèle réduit doivent être utilisées. Les composantes du modèle sont connues pour avoir une très bonne homogénéité dans leur rugosité par composante. Dans ce cas, 2 à 4 points de mesure par composante doivent suffire. Pour des composantes obtenues par reproduction à l'identique de leur forme, comme les avant-directrices, les directrices et les aubes de roue, des mesures sur au moins 2 des composantes sont recommandées.

– Rugosité du prototype

  Les valeurs de conception pour la rugosité du prototype, qui sont proposées par le constructeur, doivent être utilisées comme rugosité du prototype. Quand les composantes de la turbine sont fabriquées en atelier, la rugosité de surface doit être mesurée. Il convient de vérifier que la valeur moyenne de la rugosité mesurée sur chacune des composantes est égale ou meilleure que la rugosité de conception de la composante.

Quand on appliquera l'Equation 8 pour vérifier l'amélioration du rendement lors d'un projet de réhabilitation, la rugosité des composantes du prototype doit être mesurée sur la machine existante. L'amélioration du rendement atteinte par le remplacement de quelques composantes peut être vérifiée en comparant les rendements calculés avec la rugosité mesurée sur les composantes existantes à celles calculées avec les valeurs de conception des nouvelles composantes.

Dans le cas de projets de réhabilitation, les valeurs de la rugosité des composants qui ne sont pas remplacés doivent être fournies par le propriétaire avec les spécifications techniques. Pour la mesure des surfaces rugueuses des vieilles turbines, les recommandations décrites à l'Annexe B (à la fin de B.1) doivent être prises en compte pour des valeurs de Ra supérieures à 50 μm.

Quand on mesurera la rugosité sur le modèle ou sur le prototype, les mesures doivent être effectuées avec précaution afin que les valeurs de mesure puissent représenter correctement la rugosité de chaque composante.

Pour la bâche spirale, les avant-directrices et l'aspirateur, des points d'échantillonnage doivent être sélectionnés afin de représenter correctement la rugosité moyenne de la composante. Pour les directrices et la roue, des points d'échantillonnage doivent être sélectionnés de manière à ce qu'ils représentent la rugosité moyenne dans les zones à grande vitesse d'écoulement. Il est recommandé de mesurer la rugosité aux points d'échantillonnage tels que décrits ci-après et d'utiliser pour chaque composante leur moyenne arithmétique.

– Bâche spirale: 9 points ou plus; à 3 sections radiales: entrée, milieu et sortie de la bâche.
– 2 canaux de l'avant distributeur: 6 points ou plus par canal de l'avant-distributeur; 2 points par face d'une avant-directrice, 1 point dans le haut du passage hydraulique et 1 point en partie basse du passage hydraulique.
– 2 canaux du distributeur: 10 points ou plus par passage hydraulique entre 2 directrices; 6 points sur la face intérieure d'une directrice, 2 points sur la face extérieure, 1 point sur le haut du passage hydraulique et 1 point en partie basse du canal hydraulique.
– Roue: 20 points ou plus; dont 70 % situés en zones à grande vitesse d'écoulement (région A comme définie dans le Tableau 1). Le nombre de points de mesure sur les faces intrados et extrados des aubes doit être identique.
– Aspirateur: 10 points ou plus; dont 70 % en amont du coude.

La rugosité de surface doit être mesurée telle qu'elle apparaît en fonctionnement réel. Ainsi, pour les surfaces peintes, les mesures doivent s'effectuer après peinture.

Dans le cas de machines à écoulement axial, la valeur de la rugosité donnée par l'équation doit être utilisée comme représentative de la rugosité de toutes les parties fixes.

$$Ra_{ST} = \frac{Ra_{SV} + Ra_{GV}}{2} \qquad (11)$$

Comme le montre l'Equation 8, un effet d'échelle plus grand sur le rendement peut être obtenu en polissant le prototype plus finement. Néanmoins, il convient de ne pas polir le prototype plus finement que la rugosité qui sera obtenue après une certaine période d'exploitation (comme, par exemple, la période de garantie). D'autant qu'un polissage très fin engendre un surcoût important pour un gain de rendement faible, comme le montre la Figure 2.

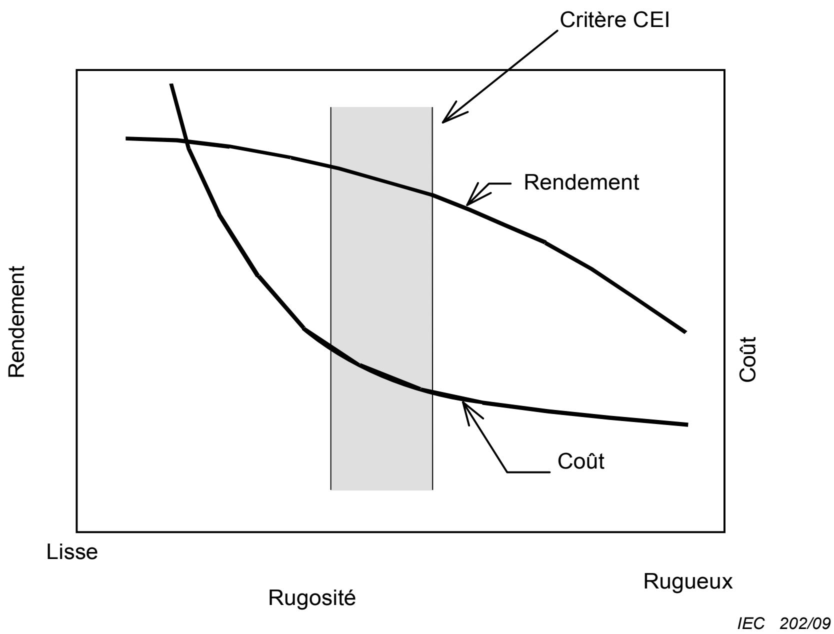


Figure 2 – Critère CEI pour la rugosité de surface donnée aux Tableaux 1 et 2

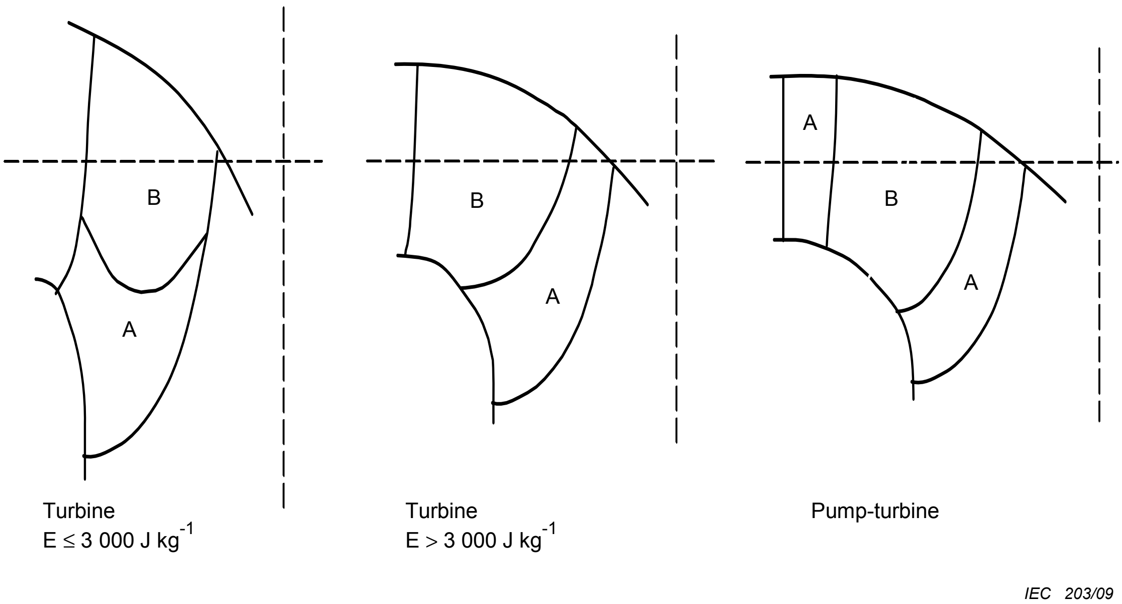
Les Tableaux 1 et 2 présentent la rugosité maximale recommandée pour la roue et les directrices de machines prototypes neuves. Ces recommandations à propos des valeurs de rugosité remplacent celles données dans la CEI 60193.

Tableau 1 – Rugosité maximum recommandée pour la roue de turbines prototypes neuves (μm)

E ≤ 3 000 J.kg⁻¹								
Diamètre de référence	**1 m – 2 m**		**2 m – 4 m**		**4 m – 7 m**		**7 m – 10 m**	
Zone	A [a]	B [a]	A	B	A	B	A	B
Rugosité sur l'intrados (Ra)	2,3	3,2	6,3	12,5	12,5	25 [b]	12,5	25 [b]
Rugosité sur l'extrados (Ra)	2,3	2,3	2,3	3,2	3,2	6,3	6,3	6,3
E > 3 000 J.kg⁻¹								
Diamètre de référence	**1 m – 2 m**		**2 m – 4 m**		**4 m – 7 m**		**7 m – 10 m**	
Zone	A	B	A	B	A	B	A	B
Rugosité sur l'intrados (Ra)	2,3	2,3	2,3	3,2	3,2	6,3	6,3	6,3
Rugosité sur l'extrados (Ra)	1,6	1,6	2,3	2,3	2,3	3,2	3,2	4,5

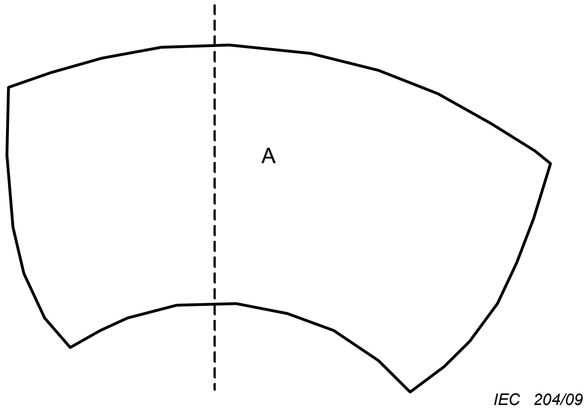
[a] Même s'il n'y a que 2 zones A et B dans ce tableau, il est convenu que la zone supplémentaire le long du bord d'attaque est souvent polie jusqu'à une rugosité très faible afin d'éviter toute initialisation de la cavitation.

[b] Ces valeurs de rugosité peuvent paraître excessives pour ces zones. Cependant, les valeurs ci-dessus ont été établies sur la base de pertes par rugosité comparables entre des machines de tailles différentes ayant un nombre de Reynolds différent. Ainsi, les plus grandes machines, ayant un plus grand nombre de Reynolds peuvent présenter plus de rugosité. Néanmoins, il est raisonnable d'utiliser des valeurs de rugosité plus faibles que celles recommandées, si les 2 parties impliquées le jugent plus pratique ou plus économique pour le projet qui les concerne.



NOTE En ce qui concerne la rugosité de la ceinture et du plafond, il est recommandé d'introduire une valeur intermédiaire entre celles de l'intrados et de l'extrados.

Figure 3 – Aube de roue Francis

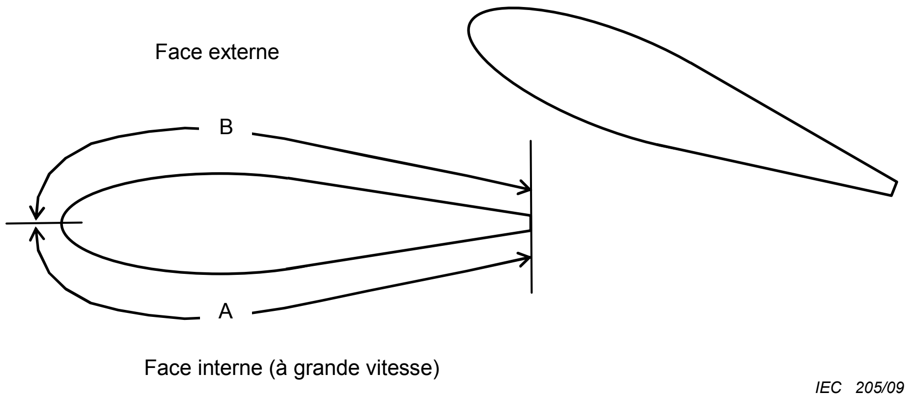


NOTE Il est recommandé d'appliquer les valeurs de rugosité spécifiées pour la face extrados du Tableau 1 à la fois aux faces intrados et extrados des aubes de roue à écoulement axial.

Figure 4 – Aube de roue à écoulement axial

Tableau 2 – Rugosité maximum recommandée pour les directrices de machines prototypes neuves (μm)

$E \leq 3000$ J.kg^{-1}								
Diamètre de référence	**1 m – 2 m**		**2 m – 4 m**		**4 m – 7 m**		**7 m – 10 m**	
Zone	A	B	A	B	A	B	A	B
Rugosité (Ra)	2,3	2,3	2,3	6,3	3,2	12,5	6,3	12,5
$E > 3000$ J.kg^{-1}								
Diamètre de référence	**1 m – 2 m**		**2 m – 4 m**		**4 m – 7 m**		**7 m – 10 m**	
Zone	A	B	A	B	A	B	A	B
Rugosité (Ra)	1,6	2,3	2,3	2,3	2,3	3,2	3,2	6,3



NOTE En ce qui concerne la rugosité de surface des flasques supérieur et inférieur d'une directrice, il est recommandé d'introduire une valeur intermédiaire entre les valeurs des faces A et B de la directrice.

Figure 5 – Directrices

4.2.3 Transposition directe pour la machine hydraulique complète

Quand la préparation de la rugosité de surface d'une composante est terminée et est en parfaite correspondance avec la vitesse d'écoulement de chaque composante, on peut calculer l'effet d'échelle sur le rendement d'énergie massique hydraulique pour la machine hydraulique dans son ensemble, $\Delta_{E,}$ directement sans calculer Δ_{ECO} pour les composantes.

Cette procédure simplifiée pour les machines à écoulement radial est décrite en B.3 tandis que celle des machines à écoulement axial est décrite en C.10. Ces formules simplifiées peuvent être utilisées après accord entre les parties concernées.

4.3 Rendement de puissance (frottement disque)

4.3.1 Formule de transposition

Le frottement disque a un effet non négligeable sur le rendement des machines à écoulement radial de faibles vitesses spécifiques. La formule de transposition suivante, Equation 12, est obtenue en intégrant l'Equation 6 dans l'Equation 7. Cela permet d'évaluer la variation de rendement de puissance d'une machine radiale due à la différence du nombre de Reynolds et de la rugosité de surface au niveau des disques (voir l'Annexe D).

$$\Delta_T = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} = \delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$$

$$= \delta_{Tref}\,\frac{\left(7{,}5\times10^4\,\kappa_T\,\frac{Ra_{TM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(7{,}5\times10^4\,\kappa_T\,\frac{Ra_{TP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}}{1 + 0{,}154\kappa_T{}^{0{,}4}}$$

$$\therefore\quad \Delta_T = d_{Tref}\left[\left(7{,}5\times10^4\kappa_T\,\frac{Ra_{TM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(7{,}5\times10^4\kappa_T\,\frac{Ra_{TP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}\right] \qquad (12)$$

où

$$\delta_{Tref} = 1 - \eta_{Tref}$$

$$d_{Tref} = \frac{\delta_{Tref}}{1 + 0{,}154\kappa_T{}^{0{,}4}}$$

κ_T : facteur dimensionnel pour le disque relié à la perte de frottement disque $\kappa_T = \frac{2a}{D} = \frac{D_d}{D}$

Ra_T rugosité représentative donnée dans l'Equation 13.

Les pertes de frottement disque transposables d_{Tref} comme décrites dans l'Equation 12 font référence au modèle avec un nombre de Reynolds de référence Re_{ref}=7 $\times 10^6$ et avec une surface lisse. Les valeurs de d_{Tref} et de κ_T sont déterminées en fonction du type et de la vitesse spécifique dans le cas des machines à écoulement radiale. Elles sont normalisées et expliquées en 5.4.

Dans le cas de machines à écoulement axial, le frottement de surface au moyeu de roue est négligeable. On considère donc dans la présente norme que Δ_T est nul pour les machines à écoulement axial.

4.3.2 Rugosité du modèle et du prototype

En général, les règles établies en 4.2.2 s'appliquent à la rugosité des frottements disque sauf en ce qui concerne les points d'échantillonnage (voir ci-après).

Comme la rugosité près de la périphérie extérieure en plafond de roue et en ceinture de roue a une influence prédominante sur la perte de frottement disque, il est recommandé de mesurer la rugosité aux points d'échantillonnage décrits ci-dessous.

- Plafond de roue: 2 points ou plus, près de la périphérie extérieure.
- Ceinture de roue: 2 points ou plus, près de la périphérie extérieure.
- Parties fixes: 4 points ou plus dans les zones face aux points d'échantillonnage de la roue.

Comme la rugosité des parties en rotation a une influence prédominante sur le couple de frottement disque, la rugosité moyenne pondérée explicitée dans la formule suivante devra être utilisée pour Ra_T de l'Equation 12.

$$Ra_T = \frac{2 \times Ra_{TR} + Ra_{TS}}{3} \tag{13}$$

où

Ra_{TR} rugosité moyenne à partir des mesures sur les parties mobiles ;

Ra_{TS} rugosité moyenne à partir des mesures sur les parties fixes.

4.4 Rendement volumétrique

Une estimation de l'influence du nombre de Reynolds sur le rendement volumétrique a démontré que cette influence est en grande partie négligeable dans le cas où la configuration géométrique des jeux, labyrinthes et trous/tuyaux d'équilibrage est similaire pour le modèle et le prototype. Ainsi, si la géométrie du labyrinthe du modèle est en similitude avec celle du prototype aux écarts près définis dans le Tableau 3 le rendement volumétrique est considéré identique entre modèle et prototype (voir E.3).

Tableau 3 – Déviation permise entre les labyrinthes du modèle et du prototype

Dimensions et conception	Déviation permise par rapport au prototype
Jeu radial des labyrinthes de roue*	0 ~ + 20 %
Diamètre du labyrinthes	± 5 %
longueur axiale des jeux aux labyrinthes*	0 ~ − 20 %
Nombre d'étages ou de peignes	devrait être identique
Forme des étages ou des peignes (voir Annexe D)	doit être similaire
NOTE Dans le cas des machines à écoulement axial, il convient que les expressions marquées par un astérisque * soient lues comme «jeux en bout d'aubes» et «épaisseur en bout d'aube». Il convient que seuls ces 2 critères de jeu radial et d'épaisseur en bout de pale soient appliqués.	

Cependant, il est assez difficile, parfois même difficile voire impossible de fabriquer des labyrinthes sur modèle en complète similitude avec ceux du prototype. Dans tous ces cas, le débit de fuite doit être calculé séparément pour le modèle et pour le prototype. Le rendement volumétrique doit alors être ajusté. Et on peut écrire:

$$\Delta_Q = \frac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}} = \frac{\eta_{QP}}{\eta_{QM}} - 1 \tag{14}$$

Si il n'y a pas d'accord entre les parties concernées à propos du calcul de Δ_Q, la formule donnée en E.2 sera utilisée.

5 Valeurs normalisées des pertes transposables et paramètres pertinents

5.1 Généralités

Les valeurs de d_{ECOref} et de κ_{uCO} pour calculer l'effet d'échelle du rendement d'énergie hydraulique massique et ceux de d_{Tref} et de κ_T pour calculer l'effet d'échelle du rendement puissance (frottement disque) sont explicitées dans le présent article. Elles font appel au nombre de Reynolds de référence $Re_{ref} = 7\times10^6$ et correspondent à des machines dont la rugosité de surface est lisse.

5.2 Vitesse spécifique

Toute machine hydraulique peut être identifiée grâce à sa vitesse spécifique au point de rendement maximal. Dans un premier temps, on calculera la vitesse spécifique de la machine testée, $N_{QE,}$ à son point de rendement maximal.

$$N_{QE} = \frac{n \times Q_1^{0,5}}{E^{0,75}} \quad \text{ou} \quad N_{QE} = n_{ED} Q_{ED}^{0,5} = \frac{Q_{nD}^{0,5}}{E_{nD}^{0,75}} \tag{15}$$

où

n vitesse de rotation (s^{-1}) ;

Q_1 débit de la machine (m^3/s) ;

E énergie hydraulique massique de la machine ($J\ kg^{-1}$).

Dans le cas d'une machine réversible, une turbine pompe, il convient de calculer la vitesse spécifique en chaque point de rendement maximal en mode pompe et en mode turbine et de retenir ces valeurs comme référence pour estimer les pertes transposables respectivement en mode pompe et en mode turbine.

Comme les vitesses spécifiques sont très proches pour différentes machines issues de différents constructeurs pour les mêmes conditions prototype spécifiées, il est possible de fixer d_{ECOref}, κ_{uCO}, d_{Tref} et κ_T par avance dans une spécification. De la même manière, dans le cas d'essais sur modèle comparatif, il convient de retenir des valeurs communes de d_{ECOref}, κ_{uCO}, d_{Tref} et κ_T.

5.3 Paramètres pour la transposition du rendement d'énergie hydraulique massique

Une fois que la machine hydraulique est caractérisée par sa vitesse spécifique, les coefficients d_{ECOref} et κ_{uCO} pour un modèle lisse, requis lors d'une application spécifique de la formule de transposition. peuvent être déterminés par les équations décrites dans les Tableaux 4, 5, 6 et 7.

Ces équations sont valides dans la gamme de vitesse spécifique indiquée sous chaque tableau.

NOTE Au-delà de ces plages de vitesse spécifique, les équations ne sont pas étayées par des analyses ou des données expérimentales et peuvent ne pas être exactes. Cependant, même au-delà de ces plages de vitesse spécifique, les feuilles Excel en annexe de la présente norme donnent une valeur de transposition, calculée en extrapolant ces équations. Ces valeurs de transposition sont indiquées principalement pour information. Si elles sont utilisées pour l'évaluation des résultats d'un essai contractuel sur modèle, un accord doit être préalablement trouvé entre les parties concernées.

1) Turbines Francis

Tableau 4 – Coefficient de perte transposable d_{ECOref} et de coefficient de vitesse κ_{uCO} pour les turbines Francis

Passage à travers une composante	d_{ECOref}	κ_{uCO}
Bâche spirale	$d_{ESPref} = 0{,}40/100$	$\kappa_{uSP} = -0{,}5\,N_{QE} + 0{,}33$
Avant-distributeur	$d_{ESVref} = (-N_{QE} + 0{,}40)/100$	$\kappa_{uSV} = -1{,}4\,N_{QE} + 0{,}60$
Distributeur	$d_{EGVref} = (-2{,}9\,N_{QE} + 1{,}65)/100$	$\kappa_{uGV} = -3{,}3\,N_{QE} + 1{,}29$
Roue	$d_{ERUref} = (3{,}4\,N_{QE} + 0{,}55)/100$	$\kappa_{uRU} = -1{,}3\,N_{QE} + 0{,}90$
Aspirateur	$d_{EDTref} = (0{,}5\,N_{QE} + 0{,}05)/100$	$\kappa_{uDT} = 0{,}28$
NOTE Les équations ci-dessus sont valables pour $0{,}06 \leq N_{QE} \leq 0{,}30$ (voir B.4, B.5 et B.6).		

2) Turbines-pompes

a) Mode Turbine

Tableau 5 – Coefficient de perte transposable d_{ECOref} et coefficient de vitesse κ_{uCO} pour les turbines pompes en mode turbine

Passage à travers une composante	d_{ECOref}	κ_{uCO}
Bâche spirale	$d_{ESPref} = 0{,}45/100$	$\kappa_{uSP} = -0{,}5\,N_{QE} + 0{,}34$
Avant-distributeur	$d_{ESVref} = (-N_{QE} + 0{,}45)/100$	$\kappa_{uSV} = -1{,}4\,N_{QE} + 0{,}57$
Distributeur	$d_{EGVref} = (-2{,}9\,N_{QE} + 1{,}65)/100$	$\kappa_{uGV} = -3{,}3\,N_{QE} + 1{,}23$
Roue	$d_{ERUref} = (3{,}4\,N_{QE} + 1{,}35)/100$	$\kappa_{uRU} = -1{,}3\,N_{QE} + 0{,}87$
Aspirateur	$d_{EDTref} = (0{,}5\,N_{QE} + 0{,}05)/100$	$\kappa_{uDT} = 0{,}31$
NOTE Les équations ci-dessus sont valables pour $0{,}06 \leq N_{QE} \leq 0{,}20$ (voir B.4, B.5 et B.6).		

b) Mode Pompe

Tableau 6 – Coefficient de perte transposable d_{ECOref} et coefficient de vitesse κ_{uCO} pour les turbines pompes en mode pompe

Passage à travers une composante	d_{ECOref}	κ_{uCO}
Bâche spirale	$d_{ESPref} = 0{,}45/100$	$\kappa_{uSP} = -0{,}5\,N_{QE} + 0{,}31$
Avant-distributeur	$d_{ESVref} = (-N_{QE} + 0{,}50)/100$	$\kappa_{uSV} = -1{,}4\,N_{QE} + 0{,}53$
Distributeur	$d_{EGVref} = (-2{,}9\,N_{QE} + 1{,}65)/100$	$\kappa_{uGV} = -3{,}3\,N_{QE} + 0{,}96$
Roue	$d_{ERUref} = (3{,}4\,N_{QE} + 1{,}55)/100$	$\kappa_{uRU} = -1{,}3\,N_{QE} + 0{,}79$
Aspirateur	$d_{EDTref} = (0{,}5\,N_{QE} + 0{,}05)/100$	$\kappa_{uDT} = 0{,}27$

NOTE Les équations ci-dessus sont valables pour $0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}20$ (voir B.4, B.5 et B.6).

3) Machines à écoulement axial

Tableau 7 – Coefficient de perte transposable d_{ECOref} et coefficient de vitesse κ_{uCO} pour les machines à écoulement axial

Passage à travers une composante	d_{ECOref}	κ_{uCO}
Roue	$d_{ERUref} = 2{,}45/100$	$\tilde{\kappa}_{uRU} = 1{,}29$
Toutes les parties fixes	$d_{ESTref} = 1{,}23/100$	$\kappa_{uST} = 0{,}19$
NOTE Les équations ci-dessus sont valables pour $0{,}25 \le N_{QE} \le 0{,}70$ (voir C.9).		

5.4 Paramètres pour la transposition du rendement de puissance (frottement disque)

Les équations suivantes doivent être utilisées pour calculer d_{Tref} et κ_T (voir D.3). Ces équations sont valables dans la plage de vitesse indiquée pour chaque équation.

NOTE Au-delà de ces plages de vitesse spécifique, les équations ne sont pas étayées par des analyses ou des données expérimentales et peuvent ne pas être exactes. Cependant, même au-delà de ces plages de vitesse spécifique, elles peuvent être utilisées pour l'évaluation des résultats de l'essai contractuel sur modèle réduit après accord préalable entre les parties concernées.

1) Turbines Francis

$$d_{Tref} = \left(0{,}44 + \frac{0{,}004}{N_{QE}^{2}}\right) \times \frac{1}{100} \quad \text{pour } 0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}30 \tag{16}$$

$$\kappa_T = -5{,}7\, N_{QE} + 2{,}0 \quad \text{ou} \quad 1{,}0, \quad \text{la plus grande des deux valeurs} \tag{17}$$

2) Turbines-pompes

a) Mode Turbine

$$d_{Tref} = \left(0{,}97 + \frac{0{,}012}{N_{QE}^{2}}\right) \times \frac{1}{100} \quad \text{pour } 0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}20 \tag{18}$$

$$\kappa_T = -8{,}3\, N_{QE} + 2{,}7 \quad \text{ou} \quad 1{,}0, \quad \text{la plus grande des deux valeurs} \tag{19}$$

b) Mode Pompe

$$d_{Tref} = \left(1{,}23 + \frac{0{,}015}{N_{QE}^{2}}\right) \times \frac{1}{100} \quad \text{pour } 0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}20 \tag{20}$$

$$\kappa_T = -7{,}5\, N_{QE} + 2{,}7 \quad \text{ou} \quad 1{,}0, \quad \text{la plus grande des deux valeurs} \tag{21}$$

6 Calcul des performances du prototype

6.1 Généralités

Les formules établies de 6.2 à 6.6 concernent la conversion des données de performance hydraulique à partir d'un modèle similaire à un prototype pour des conditions de fonctionnement hydrauliquement similaires.

En utilisant les méthodes de mesure décrites dans la CEI 60193, les données absolues de l'essai modèle telles que η_M, E_M, Q_M, T_M, P_M, Re_M, etc. peuvent être connues pour chaque point d'essai.

Avec les données complémentaires du modèle et du prototype n, D, g et ρ, on calculera les performances du prototype.

Pour les points hors optimum, on doit utiliser Δ_E, Δ_T et Δ_Q du point de rendement maximal calculés grâce aux Equations 22 à 33. Il convient de remarquer que cette procédure donne un effet d'échelle en rendement légèrement plus faible pour les points hors optimum que pour le point de rendement maximal.

6.2 Rendement hydraulique

Le rendement hydraulique du prototype pour une machine hydraulique peut être calculé grâce à la formule suivante:

$$\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = \frac{\eta_{EP} \times \eta_{TP} \times \eta_{QP}}{\eta_{EM} \times \eta_{TM} \times \eta_{QM}} = (1 + \Delta_E)(1 + \Delta_T)(1 + \Delta_Q) \tag{22}$$

Mathématiquement cela conduit à un facteur de multiplication η_{hP}/η_{hM}. En négligeant tous les termes d'ordre supérieur ou égal à 2, on obtient l'équation suivante. La différence entre ces deux équations est négligeable et donne le traditionnel terme additif d'augmentation de rendement.

$$\Delta\eta_h = \eta_{hM}\left(\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} - 1\right) \cong \eta_{hM}(\Delta_E + \Delta_T + \Delta_Q) \tag{23}$$

Dans le cas de machines à écoulement axial avec jeux similaires, $\Delta_T = \Delta_Q = 0$. On peut ainsi simplifier la formule précédente avec:

$$\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = \frac{\eta_{EP}}{\eta_{EM}} = (1 + \Delta_E) \tag{24}$$

ou

$$\Delta\eta_h = \eta_{hM} \times \Delta_E \tag{25}$$

Dans le cas où le rendement hydraulique du modèle, η_M, est supérieur à «la valeur estimée du rendement hydraulique maximal»: η_{hAmax}, on suppose que les termes de pertes normalisées prévus par la présente norme (d_{ECOref}, d_{Tref}, $1-\eta_{QM}$) sont uniformément diminués en leur multipliant $(1-\eta_M)$ / $(1-\eta_{hAmax})$. Les feuilles Excel ci-jointes donnent des valeurs de transposition en utilisant les termes de pertes ainsi modifiées. Si ces valeurs de transposition sont utilisées pour les essais contractuels sur modèle, un accord doit être préalablement trouvé entre les parties concernées.

NOTE La «valeur estimée du rendement hydraulique maximal:: η_{hAmax}» est définie comme le rendement qui est donné par les valeurs de δ_{Eref}, δ_{Tref} et le rendement volumétrique, η_Q, fournies dans la présente norme, en supposant qu'aucune perte cinétique n'existe.

$$\eta_{hAmax} = (1-\delta_{Eref}) \times (1-\delta_{Tref}) \times \eta_Q$$

6.3 Énergie hydraulique massique

Pour des conditions de fonctionnement hydrauliquement semblables, l'énergie hydraulique massique est transposée en utilisant les équations suivantes.

Mode turbine: (voir Note en 6.6)

$$\frac{E_P}{E_M} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \times \left(\frac{\eta_{EM}}{\eta_{EP}}\right) = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \times \left(\frac{1}{1+\Delta_E}\right) \tag{26}$$

Mode pompe:

$$\frac{E_P}{E_M} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \times \left(\frac{\eta_{EP}}{\eta_{EM}}\right) = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \times (1+\Delta_E) \tag{27}$$

6.4 Débit

Pour des conditions de fonctionnement hydrauliquement semblables, le débit est transposé en utilisant les équations suivantes.

Mode turbine: (voir Note en 6.6)

$$\frac{Q_{1P}}{Q_{1M}} = \frac{n_P}{n_M} \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \times \frac{\eta_{QM}}{\eta_{QP}} = \frac{n_P}{n_M} \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \times \left(\frac{1}{1+\Delta_Q}\right) \tag{28}$$

Mode pompe:

$$\frac{Q_{1P}}{Q_{1M}} = \frac{n_P}{n_M} \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \times \frac{\eta_{QP}}{\eta_{QM}} = \frac{n_P}{n_M} \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \times (1+\Delta_Q) \tag{29}$$

6.5 Couple

Pour des conditions de fonctionnement hydrauliquement semblables, le couple est transposé en utilisant les équations suivantes.

Mode turbine:

$$\frac{T_{mP}}{T_{mM}} = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times \left(\frac{\eta_{TP}}{\eta_{TM}}\right) = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times (1+\Delta_T) \tag{30}$$

Mode pompe:

$$\frac{T_{mP}}{T_{mM}} = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times \left(\frac{\eta_{TM}}{\eta_{TP}}\right) = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times \left(\frac{1}{1+\Delta_T}\right) \tag{31}$$

6.6 Puissance

Pour des conditions de fonctionnement hydrauliquement homologues, la puissance est transposée en utilisant les équations suivantes.

Mode turbine: (voir Note en 6.6)

$$\frac{P_{mP}}{P_{mM}} = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times \left(\frac{\eta_{TP}}{\eta_{TM}}\right) = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times (1+\Delta_T) \qquad (32)$$

Mode pompe:

$$\frac{P_{mP}}{P_{mM}} = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times \left(\frac{\eta_{TM}}{\eta_{TP}}\right) = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \times \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \times \left(\frac{1}{1+\Delta_T}\right) \qquad (33)$$

NOTE Habituellement, lors d'un calcul de l'effet d'échelle sur les performances, on calcule tout d'abord la valeur de n_{EDM} correspondant à la chute spécifique E_P pour la turbine prototype. Ensuite on lit sur les courbes de performances du modèle, les valeurs de η_{hM} et Q_{EDM} (et/ou P_{EDM}) correspondant à ce n_{EDM}.

Dans cette procédure, il convient que la valeur de n_{EDM} soit calculée grâce à la formule suivante qui tient compte de l'effet d'échelle sur E_P

$$n_{EDM} = \frac{n_P \times D_P}{\sqrt{E_P}} \times \frac{1}{\sqrt{1+\Delta_E}}$$

Les valeurs du modèle pour η_{hM} et Q_{EDM} (et/ou P_{EDM}) sont alors converties à l'échelle du prototype.

Pour la transposition de η_{hM}, il convient d'utiliser l'Equation 22.

Pour la transposition des autres paramètres de performance, tels que Q_{EDM} et P_{EDM}, il convient d'utiliser les formules suivantes pour l'effet d'échelle:

$$Q_{1P} = Q_{1M}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{n_P D_P}{n_M D_M}\right)\frac{1}{1+\Delta_Q} = Q_{1M}\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{0,5}\frac{(1+\Delta_E)^{0,5}}{1+\Delta_Q}$$

$$\therefore \quad Q_{1P} = Q_{EDM} \times D_P^{\,2} \times E_P^{\,0,5}\,\frac{(1+\Delta_E)^{0,5}}{1+\Delta_Q}$$

$$P_{1P} = P_{1M}\left(\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{n_P D_P}{n_M D_M}\right)^3(1+\Delta_T) = P_{1M}\left(\frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2\left(\frac{E_P}{E_M}\right)^{1,5}(1+\Delta_E)^{1,5}(1+\Delta_T)$$

$$\therefore \quad P_{1P} = P_{EDM} \times \rho_{1P} \times D_P^{\,2} \times E_P^{\,1,5}(1+\Delta_E)^{1,5}(1+\Delta_T)$$

6.7 Données d'entrée nécessaires

L'ensemble des données nécessaires au calcul des performances du prototype sont présentées dans le Tableau 8.

Tableau 8 – Données nécessaires au calcul des performances du prototype

			Modèle	Prototype	Remarque
a) Pour la transposition du point de rendement maximal					
Conditions de fonctionnement	Diamètre de référence		D_M	D_P	
	Vitesse		n_{Mopt}	n_P	n_P: vitesse nominale
	Débit		Q_{1Mopt}	–	
	Énergie hydraulique massique		E_{Mopt}	–	ou H_{Mopt}
	Rendement hydraulique		η_{Mopt}	–	
	Température de l'eau		t_{WM}	t_{WP}	
Données pour l'effet d'échelle sur η_E	Rugosité	Bâche spirale	Ra_{SPM}	Ra_{SPP}	
		Avant-distributeur	Ra_{SVM}	Ra_{SVP}	
		Distributeur	Ra_{GVM}	Ra_{GVP}	
		Roue	Ra_{RUM}	Ra_{RUP}	
		Aspirateur	Ra_{DTM}	Ra_{DTP}	
Données pour l'effet d'échelle sur η_T	Rugosité	Surface extérieure de la roue	Ra_{TRM}	Ra_{TRP}	
		Partie fixe opposée à la roue	Ra_{TSM}	Ra_{TSP}	
Les dimensions figurant ci-dessous sont nécessaires seulement si la géométrie du labyrinthe de roue du modèle n'est pas en similitude avec le prototype.					
Données pour la correction de η_Q [quand la géométrie du jeu aux labyinthes n'est pas en similitude]	Jeux aux labyrinthes [a]		C_{c1M}	C_{c1P}	Labyrinthe extérieur, coté plafond
			C_{c2M}	C_{c2P}	Labyrinthe intérieur, coté plafond
			C_{b1M}	C_{b1P}	Labyrinthe extérieur, coté ceinture
			C_{b2M}	C_{b2P}	Labyrinthe intérieur, coté ceinture
	Rayon des labyrinthes [a]		R_{c1iM}	R_{c1iP}	Labyrinthe extérieur, coté plafond
			R_{c2iM}	R_{c2iP}	Labyrinthe intérieur, coté plafond
			R_{b1iM}	R_{b1iP}	Labyrinthe extérieur, coté ceinture
			R_{b2iM}	R_{b2iP}	Labyrinthe intérieur, coté ceinture
	Longueur des labyrinthe [a]		L_{c1iM}	L_{c1iP}	Labyrinthe extérieur, coté plafond
			L_{c2iM}	L_{c2iP}	Labyrinthe intérieur, coté plafond
			L_{b1iM}	L_{b1iP}	Jeu extérieur, coté ceinture
			L_{b2iM}	L_{b2iP}	Jeu intérieur, coté ceinture
b) Pour la transposition des performances d'une pompe turbine					
Généralité		Masse volumique de l'eau	ρ_M	ρ_P	
Pour la transposition des performances en mode		Vitesse	n_{EDM}	n_P	n_P: vitesse nominale
		Débit	Q_{EDM}		

		Modèle	Prototype	Remarque
Turbine	Énergie hydraulique massique		E_P	ou H_P
	Puissance[a]	(P_{EDM})		
	Rendement hydraulique	η_{hM}		
Pour la transposition des performances en mode Pompe	Vitesse		n_P	n_P: vitesse nominale
	Débit	Q_{nDM}		
	Énergie hydraulique massique	E_{nDM}	E_P	ou H_P
	Puissance[a]	(P_{nDM}) [a]		
	Rendement hydraulique	η_{hM}		

[a] Dans le cas où la puissance du prototype est calculée à partir de ρ_P, η_{hP}, E_P et Q_P, ces valeurs du modèle pour la puissance ne sont pas nécessaires.

7 Procédure de calcul

En résumé, la procédure de transposition des données de performance du modèle aux conditions du prototype peut se présenter comme suit:

Étape 1: Détermination de la vitesse spécifique N_{QE} au point de rendement optimum.

Étape 2: Calcul du coefficient de perte transposable d_{ECOref} et du coefficient de vitesse κ_{uCO} de chaque composante correspondant au point N_{QE} optimum obtenu ci-haut.

Étape 3: Calcul du coefficient de perte d_{Tref} et du coefficient dimensionnel κ_T pour l'effet d'échelle dû à la perte par frottement disque.

Étape 4: Détermination de l'état de surface exprimée par Ra.

Étape 5: Détermination des données géométriques pour les labyrinthes de roue s'ils ne sont pas homologues.

Étape 6: Calcul des effets d'échelle individuels $\left(\Delta_E = \frac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}}, \Delta_Q = \frac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}}, \Delta_T = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}}\right)$.

Étape 7: Calcul des performances du prototype.

Le schéma ci-joint représente la procédure complète partant du calcul de la vitesse spécifique et se terminant par le calcul des données de performances du prototype. Comme montré dans ce schéma, l'application de cette nouvelle méthode est facile à manier malgré tous les nouveaux éléments.

En utilisant les feuilles informatisées jointes avec la présente norme, le calcul de l'effet d'échelle peut être fait simplement en entrant les données requises dans les cellules adéquates.

Étape 1 Calcul de la vitesse spécifique au point de fonctionnement maximum: $N_{QE} = \dfrac{nQ_1^{0,5}}{E^{0,75}}$.

Étape 2 Calcul du coefficient de perte transposable δ_{ECOref} et du coefficient de vitesse κ_{uCO} de chaque composante.

Étape 3 Calcul du coefficient de perte par frottement disque transposable δ_{Tref} et du coefficient dimensionnel κ_T.

Étape 4 Détermination de la qualité de rugosité exprimée par Ra.

Étape 5 Détermination des dimensions de la géométrie des labyrinthes, s'ils ne sont pas en similitude.

Étape 6 Calcul des valeurs individuelles d'effet d'échelle avec les Equations de 8 à 14:

Δ_E: Equations 8 à 10

Δ_T: Equation 12

Δ_Q: Equation 14

Étape 7 Calcul des performances du prototype avec Equations 22 à 33. L'exemple ci-dessous présente le mode turbine:

$$\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = (1+\Delta_E)(1+\Delta_Q)(1+\Delta_T)$$

$$\frac{E_P}{E_M} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{1}{1+\Delta_E}\right) \qquad \frac{T_{mP}}{T_{mM}} = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 (1+\Delta_T)$$

$$\frac{Q_{1P}}{Q_{1M}} = \frac{n_P}{n_M} \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \left(\frac{1}{1+\Delta_Q}\right) \qquad \frac{P_{mP}}{P_{mM}} = \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 (1+\Delta_T)$$

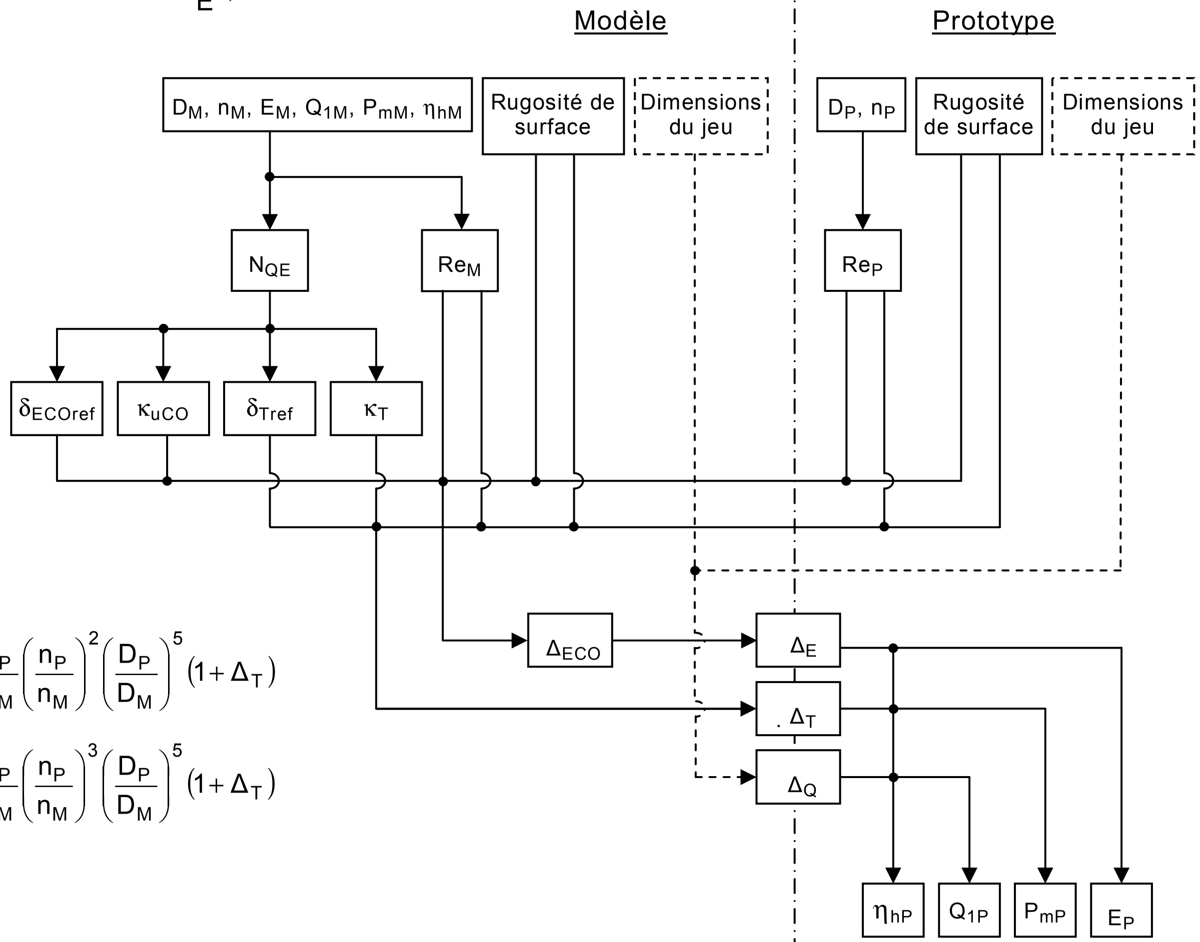


Figure 6 – Procédure de calcul des valeurs de transposition

IEC 206/09

Annexe A
(informative)

Formules élémentaires et leur approximation

A.1 Principe de base de la structure de perte et effet d'échelle

Les formules d'effet d'échelle qui sont établies dans la présente norme proviennent de la théorie suivante.

1) Structure de la perte et composants du rendement

Les Figures A.1 et A.2 illustrent les pertes dans les machines hydrauliques qui sont classées en 4 groupes (voir Annexe N de la CEI 60193:1999 [1], [8], [10]).

Il s'agit:

- de la perte d'énergie hydraulique massique: E_L ;
- de la perte par débit de fuite: q ;
- de la perte par frottement disque: P_{Ld} ;
- de la perte par frottement dans les paliers: P_{Lm} .

A chaque type de perte correspond un composant du rendement défini ci-dessous:

- rendement de l'énergie hydraulique massique: η_E ;
- rendement volumétrique: η_Q ;
- rendement de puissance: η_T ;
- rendement mécanique: η_m .

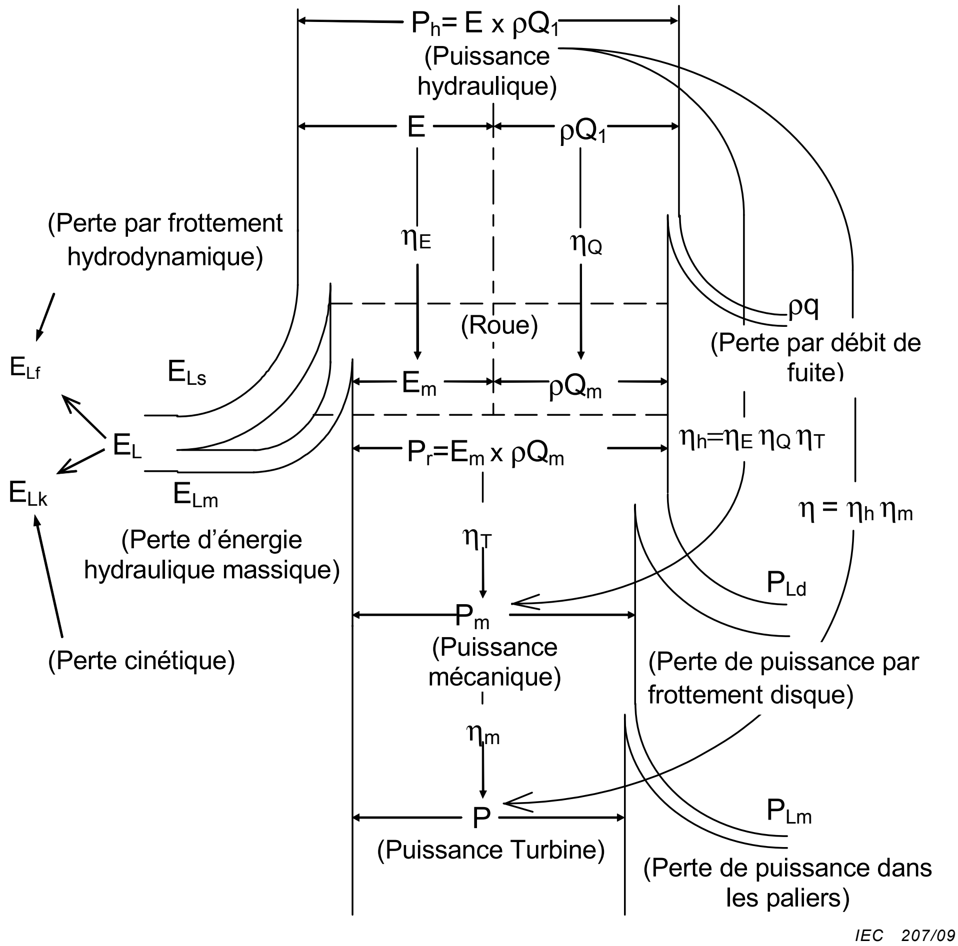


Figure A.1 – Schéma des flux pour une turbine

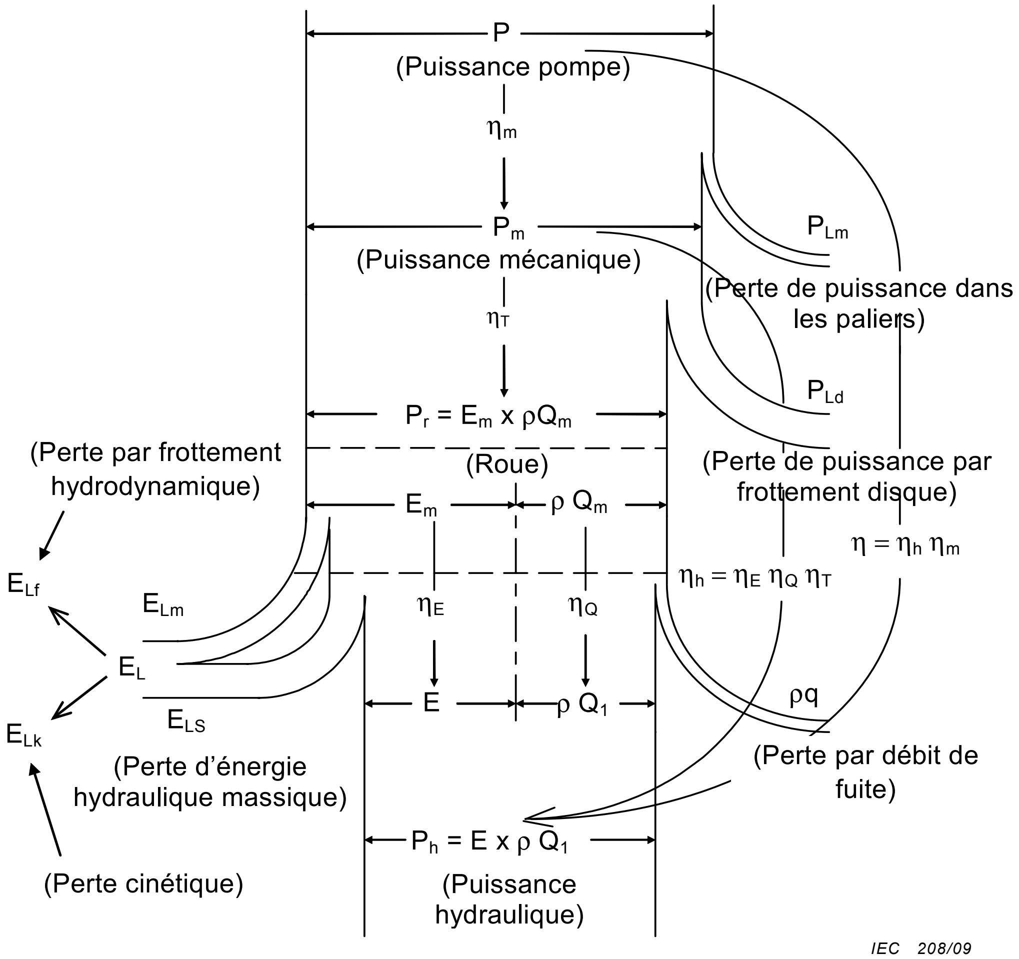


Figure A.2 – Schéma des flux pour une pompe

Le rapport $\frac{P_m}{P_h}$ (pour une turbine) ou $\frac{P_h}{P_m}$ (pour une pompe) est défini comme étant le rendement hydraulique η_h, exprimé comme le produit de η_E, η_Q et η_T.

La présente norme traite de l'effet d'échelle sur le rendement hydraulique η_h. Le traitement du rendement mécanique η_m est exclu de la norme.

2) Condition de fonctionnement similaire

Les conditions de fonctionnement de la roue entre un modèle et un prototype sont atteintes quand les triangles des vitesses en entrée et en sortie de la roue sont similaires. Cependant, strictement parlant, la similitude des triangles de vitesses en entrée et en sortie ne peut être maintenue simultanément du fait de l'effet d'échelle sur l'écoulement interne dans la roue. Conformément à la théorie, il a été démontré que si l'homologie du triangle des vitesses du coté haute pression de la roue est respectée, alors la déformation du triangle des vitesses du coté basse pression reste très faible et donc les performances sont très peu affectées. Il est considéré dans la présente norme que la similitude de condition de fonctionnement entre le modèle et le prototype est réalisée quand le triangle des vitesses du coté haute pression de la roue est en similitude [2]. Dans le cas où une telle similitude de conditions de fonctionnement entre le modèle et le prototype est respectée, les paramètres de performance de la roue E_m, Q_m et P_r peuvent être transposés par une loi hydraulique de similitude telle qu'exprimée ci-dessous sans augmentation due à l'effet d'échelle.

$$E_{mP} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 E_{mM}, \quad Q_{mP} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 Q_{mM} \quad \text{et} \quad P_{rP} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 P_{rM} \qquad \text{(A.1)}$$

3) Augmentation de performance [7]

Quand η_E, η_Q et η_T du prototype diffèrent de ceux du modèle du fait de l'effet d'échelle, les paramètres de performance du prototype peuvent être calculés par la formulation suivante, en considérant que E_m, Q_m and P_r sont en similitude entre le modèle et le prototype.

Pour les turbines:

$$E_{mP} = \eta_{EP} E_P \quad \text{et} \quad E_{mM} = \eta_{EM} E_M$$

$$\therefore \quad E_P = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{\eta_{EM}}{\eta_{EP}}\right) E_M = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{\eta_{EM}}{\eta_{EM} + \Delta\eta_E}\right) E_M$$

$$= \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{1}{1 + \dfrac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}}}\right) E_M = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{1}{1 + \Delta_E}\right) E_M \qquad \text{(A.2)}$$

$$Q_{mP} = \eta_{QP} Q_{1P} \quad \text{et} \quad Q_{mM} = \eta_{QM} Q_{1M}$$

$$\therefore \quad Q_{1P} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \left(\frac{\eta_{QM}}{\eta_{QP}}\right) Q_{1M} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \left(\frac{\eta_{QM}}{\eta_{QM} + \Delta\eta_Q}\right) Q_{1M}$$

$$= \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \left(\frac{1}{1 + \dfrac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}}}\right) Q_{1M} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \left(\frac{1}{1 + \Delta_Q}\right) Q_{1M} \qquad \text{(A.3)}$$

$$P_{rP} = \frac{P_{mP}}{\eta_{TP}} \quad \text{et} \quad P_{rM} = \frac{P_{mM}}{\eta_{TM}}$$

$$\therefore \quad P_{mP} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \left(\frac{\eta_{TP}}{\eta_{TM}}\right) P_{mM} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \left(\frac{\eta_{TM} + \Delta\eta_T}{\eta_{TM}}\right) P_{mM}$$

$$= \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \left(1 + \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}}\right) P_{mM} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 (1 + \Delta_T) P_{mM} \qquad \text{(A.4)}$$

Pour les pompes:

$$E_{mP} = \frac{E_P}{\eta_{EP}} \quad \text{et} \quad E_{mM} = \frac{E_M}{\eta_{EM}}$$

$$\therefore \quad E_P = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{\eta_{EP}}{\eta_{EM}}\right) E_M = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{\eta_{EM} + \Delta\eta_E}{\eta_{EM}}\right) E_M \qquad \text{(A.5)}$$

$$= \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(1 + \frac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}}\right) E_M = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 (1 + \Delta_E) E_M$$

$$Q_{mP} = \frac{Q_{1P}}{\eta_{QP}} \quad \text{et} \quad Q_{mM} = \frac{Q_{1M}}{\eta_{QM}}$$

$$\therefore \; Q_{1P} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3\left(\frac{\eta_{QP}}{\eta_{QM}}\right)Q_{1M} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3\left(\frac{\eta_{QM}+\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}}\right)Q_{1M} \tag{A.6}$$

$$= \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3\left(1+\frac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}}\right)Q_{1M} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3(1+\Delta_Q)Q_{1M}$$

$$P_{rP} = \eta_{TP}P_{mP} \quad \text{et} \quad P_{rM} = \eta_{TM}P_{mM}$$

$$\therefore \; P_{mP} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5\left(\frac{\eta_{TM}}{\eta_{TP}}\right)P_{mM} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5\left(\frac{\eta_{TM}}{\eta_{TM}+\Delta\eta_T}\right)P_{mM} \tag{A.7}$$

$$= \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5\left(\frac{1}{1+\dfrac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}}}\right)P_{mM} = \left(\frac{n_P}{n_M}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5\left(\frac{1}{1+\Delta_T}\right)P_{mM}$$

L'effet d'échelle sur les performances pour les points de tracé hors optimum est compliqué. Dans la présente norme, cependant, il est supposé que les performances pour ces points peuvent être calculées de la même façon en utilisant les Equations A.2 jusqu'à A.7 avec Δ_E, Δ_Q et Δ_T obtenues aux conditions optimales de fonctionnement.

4) Pertes transposables

Comme déjà établi en 4.1.1, les pertes suivantes sont soumises à l'effet d'échelle du fait de la différence du nombre de Reynolds et de la rugosité relative.

- Perte par frottement d'énergie hydraulique massique: E_{Lf}
- Perte par fuite: q
- Perte par frottement disque: P_{Ld}

Dans les normes internationales précédentes, toutes les pertes transposables étaient traitées de façon globale. L'amplitude de la perte transposable était estimée en supposant que son rapport à la perte totale, qui était dénoté V, pouvait être considéré comme constant pour chaque type de machines hydrauliques. Cette hypothèse impliquait que la part des pertes transposables était d'autant plus grande, que le rendement d'une machine était faible, lui assurant par là même une majoration de rendement déraisonnablement élevée.

Dans la présente norme, il est considéré que l'amplitude relative de chaque perte transposable correspondant à chaque paramètre de performance, excepté le débit, ($\delta_E = E_{Lf}/E$ et $\delta_T = P_{Ld}/P_m$) est une fonction de la vitesse spécifique pour chaque type de machine. Ceci permet de calculer l'effet d'échelle sur chaque composant individuel du rendement et de calculer l'augmentation sur chaque paramètre de performance comme cela est écrit dans l'alinéa 3) plus haut.

A.2 Dérivation des formules d'effet d'échelle et approximations introduites pour simplification

1) Part transposable de la perte d'énergie hydraulique massique δ_E et du rendement d'énergie hydraulique massique η_E

On définit la perte transposable d'énergie hydraulique transposable δ_E et celle relative non-transposable δ_{ns} de la même façon que dans la norme CEI habituelle. Les relations entre ces valeurs et le rendement d'énergie hydraulique massique η_E sont montrées plus bas. Il convient de noter que la quantité en homologie qui est directement transposable du modèle au prototype par la loi hydraulique de similitude est E_m et non E. Pour expliquer simplement la dérivation des formules, de nouveaux paramètres, δ_E^* et δ_{ns}^*, définis en utilisant E_m sont présentés dans le tableau ci-dessous.

	Turbine	**Pompe**
Définition de η_E	$\eta_E = \dfrac{E_m}{E} = \dfrac{E - \left(\sum E_{Lf} + \sum E_{Lk}\right)}{E}$	$\eta_E = \dfrac{E}{E_m} = \dfrac{E}{E + \left(\sum E_{Lf} + \sum E_{Lk}\right)}$
Définition de δ_E et δ_{ns}	$\delta_E = \dfrac{\sum E_{Lf}}{E} = \eta_E \dfrac{\sum E_{Lf}}{E_m}$ $\delta_{ns} = \dfrac{\sum E_{Lk}}{E} = \eta_E \dfrac{\sum E_{Lk}}{E_m}$	$\delta_E = \dfrac{\sum E_{Lf}}{E} = \dfrac{1}{\eta_E} \dfrac{\sum E_{Lf}}{E_m}$ $\delta_{ns} = \dfrac{\sum E_{Lf}}{E} = \dfrac{1}{\eta_E} \dfrac{\sum E_{Lf}}{E_m}$
Nouvelle définition de δ_E^* et δ_{ns}^*	$\delta_E^* = \dfrac{\sum E_{Lf}}{E_m}$ Puisque E_m est en homologie, δ_E* peut être transposé dans le rapport des coefficients de pertes. $\left(\delta_{EP}^* / \delta_{EM}^*\right) = \left(\lambda_P / \lambda_M\right)$ $\delta_{ns}^* = \dfrac{\sum E_{Lk}}{E_m}$ Puisque E_m est en homologie, δ_{ns}* reste constant pour le modèle et le prototype: $\delta_{nsP}^* = \delta_{nsM}^*$	
Relation entre δ^* et δ (valeur usuelle)	$\delta_E = \eta_E \delta_E^*$ et $\delta_{ns} = \eta_E \delta_{ns}^*$	$\delta_E = \dfrac{\delta_E^*}{\eta_E}$ et $\delta_{ns} = \dfrac{\delta_{ns}^*}{\eta_E}$
Déplacement de δ_{ns}	$\dfrac{\delta_{nsP}}{\eta_{EP}} = \dfrac{\delta_{nsM}}{\eta_{EM}}$	$\eta_{EP}\delta_{nsP} = \eta_{EM}\delta_{nsM}$
Nouvelle expression de η_E en utilisant δ_E^* et δ_{ns}^*	$\eta_E = \dfrac{E_m}{E} = \dfrac{E - \left(\sum E_{Lf} + \sum E_{Lk}\right)}{E}$ $= 1 - \delta_E - \delta_{ns}$ $= 1 - \eta_E \left(\dfrac{\sum E_{Lf} + \sum E_{Lk}}{E_m}\right)$ $= 1 - \eta_E \left(\delta_E^* + \delta_{ns}^*\right)$ $(* \ \therefore \delta_E = 1 - \eta_E - \delta_{ns})$ $\eta_E = \dfrac{1}{1 + \delta_E^* + \delta_{ns}^*}$	$\eta_E = \dfrac{E}{E_m} = \dfrac{E}{E + \left(\sum E_{Lf} + \sum E_{Lk}\right)}$ $= \dfrac{1}{1 + \delta_E + \delta_{ns}}$ $= \dfrac{\eta_E}{\eta_E + \left(\dfrac{\sum E_{Lf} + \sum E_{Lk}}{E_m}\right)}$ $= \dfrac{1}{1 + \dfrac{1}{\eta_E}\left(\delta_E^* + \delta_{ns}^*\right)}$ $\left(* \ \therefore \delta_E = \dfrac{1}{\eta_E} - 1 - \delta_{ns}\right)$ $\eta_E = 1 - \delta_E^* - \delta_{ns}^*$
δ_E^* est transposé dans le rapport des coefficients de frottement. δ_{ns}^* reste constant pour le modèle et le prototype.		

2) Transposition du rendement de l'énergie hydraulique massique η_E

Comme montré en A.2 1), η_E est exprimée par différentes équations en turbine et en pompe. Ceci provenant du fait que le terme E_m dans la formule de η_E est soit au numérateur pour les turbines soit au dénominateur pour les pompes. On notera ainsi que la perte non transposable δ^*_{ns} est une valeur identique pour le modèle et pour le prototype, ce qui n'est pas le cas pour δ_{ns}. On notera aussi que la perte transposable δ^*_E se transpose selon le rapport des coefficients de perte du modèle au prototype, ce qui n'est pas le cas pour δ_E.

On en déduit les formules suivantes d'effet d'échelle pour η_E.

	Turbine	**Pompe**
$\Delta\eta_E$ calculé grâce à δ^*_E et δ^*_{ns}	$\Delta\eta_E = \eta_{EP} - \eta_{EM}$ $= \dfrac{1}{1+\delta^*_{EP}+\delta^*_{nsP}} - \dfrac{1}{1+\delta^*_{EM}+\delta^*_{nsM}}$ $= \dfrac{\left(\delta^*_{EM}-\delta^*_{EP}\right)+\left(\delta^*_{nsM}-\delta^*_{nsP}\right)}{\left(1/\eta_{EP}\right)\left(1/\eta_{EM}\right)}$ puisque $\left(\delta^*_{nsM}-\delta^*_{nsP}\right)=0$ $\Delta\eta_E = \eta_{EP}\eta_{EM}\left(\delta^*_{EM}-\delta^*_{EP}\right)$	$\Delta\eta_E = \eta_{EP} - \eta_{EM}$ $= \left(\delta^*_{EM}+\delta^*_{nsM}\right)-\left(\delta^*_{EP}+\delta^*_{nsP}\right)$ $= \left(\delta^*_{EM}-\delta^*_{EP}\right)+\left(\delta^*_{nsM}-\delta^*_{nsP}\right)$ puisque $\left(\delta^*_{nsM}-\delta^*_{nsP}\right)=0$ $\Delta\eta_E = \delta^*_{EM}-\delta^*_{EP}$
Transposition de la perte par frottement	$\delta^*_{EP} = \delta^*_{Eref}\dfrac{\lambda_P}{\lambda_{ref}}$ $\delta^*_{EM} = \delta^*_{Eref}\dfrac{\lambda_M}{\lambda_{ref}}$ où: λ est le coefficient de perte par frottement	
$\Delta\eta_E$ se référant à δ^*_{Eref}	$\Delta\eta_E = \eta_{EP}\eta_{EM}\delta^*_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M}{\lambda_{ref}}-\dfrac{\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$	$\Delta\eta_E = \delta^*_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M}{\lambda_{ref}}-\dfrac{\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$
$\Delta\eta_E$ se référant à δ_{Eref}	puisque $\delta^*_{Eref} = \dfrac{\delta_{Eref}}{\eta_{Eref}}$ $\Delta\eta_E = \dfrac{\eta_{EP}\eta_{EM}}{\eta_{Eref}}\delta_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M}{\lambda_{ref}}-\dfrac{\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$ $\therefore \dfrac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}} = \dfrac{\eta_{EP}}{\eta_{Eref}}\delta_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M-\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$	puisque $\delta^*_{Eref} = \eta_{Eref}\delta_{Eref}$ $\Delta\eta_E = \eta_{Eref}\delta_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M}{\lambda_{ref}}-\dfrac{\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$ $\therefore \dfrac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}} = \dfrac{\eta_{Eref}}{\eta_{EM}}\delta_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M-\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$
Formule d'approximation donnée dans la présente norme	puisque $\dfrac{\eta_{EP}}{\eta_{Eref}} \approx 1$ $\Delta_E = \dfrac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}} \approx \delta_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M-\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$	puisque $\dfrac{\eta_{Eref}}{\eta_{EM}} \approx 1$ $\Delta_E = \dfrac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}} \approx \delta_{Eref}\left(\dfrac{\lambda_M-\lambda_P}{\lambda_{ref}}\right)$

Il convient de remarquer que l'équation permettant d'obtenir $\Delta\eta_E$ est différente pour les turbines et pour les pompes. Néanmoins, en introduisant l'approximation donnée dans le bas du tableau ci-dessus, la même formule peut être utilisée en turbine comme en pompe dans la présente norme.

3) Effet d'échelle sur le rendement volumétrique η_Q

De la même façon que pour η_E, l'équation de η_Q est exprimée différemment en turbine et en pompe. La quantité directement transposable au prototype est Q_m (et non Q_1), le rapport de perte par fuite q sur Q_m est exprimé ci-dessous, ce qui permet d'évaluer le montant de l'effet d'échelle sur le rendement volumétrique $\Delta\eta_Q$.

<table>
<tr><th></th><th>Turbine</th><th>Pompe</th></tr>
<tr><td>Définition de η_Q</td><td>$\eta_Q = \frac{Q_m}{Q_1} = \frac{Q_m}{Q_m + q} = \frac{1}{1 + \frac{q}{Q_m}}$</td><td>$\eta_Q = \frac{Q_1}{Q_m} = \frac{Q_m - q}{Q_m} = 1 - \frac{q}{Q_m}$</td></tr>
<tr><td>Transposition de la perte par fuite q</td><td colspan="2">

$$\frac{q_P}{q_M} = \left(\frac{\zeta_{kM} + \zeta_{fM}}{\zeta_{kP} + \zeta_{fP}}\right)^{0,5} \left(\frac{A_P/D_P^2}{A_M/D_M^2}\right)\left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \left(\frac{E_{mP}}{E_{mM}}\right)^{0,5}$$

$$= \left(\frac{\zeta_k + \zeta_{fM}}{\zeta_k + \zeta_{fP}}\right)^{0,5} \left(\frac{A_P/D_P^2}{A_M/D_M^2}\right)\frac{Q_{mP}}{Q_{mM}}$$

$$\therefore \frac{q_P}{Q_{mP}} = \left(\frac{\zeta_k + \zeta_{fM}}{\zeta_k + \zeta_{fP}}\right)^{0,5} \left(\frac{A_P/D_P^2}{A_M/D_M^2}\right)\frac{q_M}{Q_{mM}}$$

où

ζ_k coefficient de perte provenant de la perte cinétique pour le débit de fuite à travers le jeu au labyrinthe (non-transposable)

ζ_f coefficient de perte provenant de la perte par frottement pour le débit de fuite à travers le jeu au labyrinthe (transposable)

A section transversale du jeu au labyrinthe

Quand les dimensions du labyrinthe et des parties concernées sont géométriquement semblables,

$$\left(\frac{A_P/D_P^2}{A_M/D_M^2}\right) = 1$$

$$\therefore \frac{q_P}{Q_{mP}} = \left(\frac{\zeta_k + \zeta_{fM}}{\zeta_k + \zeta_{fP}}\right)^{0,5} \frac{q_M}{Q_{mM}}$$

</td></tr>
<tr><td>$\Delta\eta_Q$ se référant à q et Q_m

(quand la géométrie du labyrinthe est en similitude)</td><td>

$\Delta\eta_Q = \eta_{QP} - \eta_{QM}$

$$= \frac{1}{1 + (q_P/Q_{mP})} - \frac{1}{1 + (q_M/Q_{mM})}$$

$$= \eta_{QP}\eta_{QM}\{(q_M/Q_{mM}) - (q_P/Q_{mP})\}$$

$$= \eta_{QP}(1 - \eta_{QM})\left\{1 - \left(\frac{\zeta_k + \zeta_{fM}}{\zeta_k + \zeta_{fP}}\right)^{0,5}\right\}$$

</td><td>

$\Delta\eta_Q = \eta_{QP} - \eta_{QM}$

$$= \frac{q_M}{Q_{mM}} - \frac{q_P}{Q_{mP}}$$

$$= (1 - \eta_{QM})\left\{1 - \left(\frac{\zeta_k + \zeta_{fM}}{\zeta_k + \zeta_{fP}}\right)^{0,5}\right\}$$

</td></tr>
</table>

	Turbine	Pompe
Formule d'approximation donnée dans la présente norme	Comme $(1-\eta_{QM})$ et $\left\{1-\left(\frac{\zeta_k+\zeta_{fM}}{\zeta_k+\zeta_{fP}}\right)^{0,5}\right\}$ ont de faibles valeurs, le montant de l'effet d'échelle du rendement volumétrique (négatif) peut être considéré comme nul: $\therefore\ \Delta\eta_Q=0$ (voir Annexe E)	

4) Effet d'échelle sur le rendement de puissance (frottement disque) η_T

Dans ce cas, la puissance de la roue P_r est directement transposable au prototype à partir du modèle grâce à la loi de similitude hydraulique (mais non P_m). La perte de frottement disque transposable δ_T, qui est définie comme le rapport $\frac{P_{Ld}}{P_m}$, est ensuite transposée selon les formules suivantes.

	Turbine	Pompe
Définition de η_T	$\eta_T=\frac{P_m}{P_r}=\frac{P_r-P_{Ld}}{P_r}=1-\frac{P_{Ld}}{P_r}$	$\eta_T=\frac{P_r}{P_m}=\frac{P_r}{P_r+P_{Ld}}=\frac{1}{1+\frac{P_{Ld}}{P_r}}$
Condition de similitude	Comme P_r est semblable sur le modèle et le prototype, $P_{rM}=P_{rref}\left(\frac{n_M}{n_{ref}}\right)^3\left(\frac{D_M}{D_{ref}}\right)^5$, $P_{rP}=P_{rref}\left(\frac{n_P}{n_{ref}}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_{ref}}\right)^5$	
Définition de δ_T	$\delta_T=\frac{P_{Ld}}{P_m}=\frac{1}{\eta_T}\frac{P_{Ld}}{P_r}$	$\delta_T=\frac{P_{Ld}}{P_m}=\eta_T\frac{P_{Ld}}{P_r}$
Expression de $\Delta\eta_T$	$\Delta\eta_T=\eta_{TP}-\eta_{TM}$ $=\eta_{TM}\delta_{TM}-\eta_{TP}\delta_{TP}$ $=\frac{P_{LdM}}{P_{rM}}-\frac{P_{LdP}}{P_{rP}}$	$\Delta\eta_T=\eta_{TP}-\eta_{TM}$ $=\eta_{TM}\eta_{TP}\left(\frac{\delta_{TM}}{\eta_{TM}}-\frac{\delta_{TP}}{\eta_{TP}}\right)$ $=\eta_{TM}\eta_{TP}\left(\frac{P_{LdM}}{P_{rM}}-\frac{P_{LdP}}{P_{rP}}\right)$
Effet d'échelle sur η_T	D'après 1), P_{LdM} et P_{LdP} sont proportionnelles au coefficient de perte et d'après 2) P_r est semblable pour le modèle et le prototype, ce qui permet de déduire les équations suivantes. $P_{LdM}=P_{Ldref}\frac{C_{mM}}{C_{mref}}\left(\frac{n_M}{n_{ref}}\right)^3\left(\frac{D_M}{D_{ref}}\right)^5$ $P_{rM}=P_{rref}\left(\frac{n_M}{n_{ref}}\right)^3\left(\frac{D_M}{D_{ref}}\right)^5$ $P_{LdP}=P_{Ldref}\frac{C_{mP}}{C_{mref}}\left(\frac{n_P}{n_{ref}}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_{ref}}\right)^5$ $P_{rP}=P_{rref}\left(\frac{n_P}{n_{ref}}\right)^3\left(\frac{D_P}{D_{ref}}\right)^5$	

	Turbine	Pompe
	$\Delta\eta_T = \left(\frac{P_{Ld}}{P_r}\right)_{ref}\left(\frac{C_{mM}}{C_{mref}} - \frac{C_{mP}}{C_{mref}}\right)$ $= \eta_{Tref}\,\delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$ $\therefore \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} = \frac{\eta_{Tref}}{\eta_{TM}}\delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$	$\Delta\eta_T = \eta_{TM}\eta_{TP}\left(\frac{P_{Ld}}{P_r}\right)_{ref}\left(\frac{C_{mM}}{C_{mref}} - \frac{C_{mP}}{C_{mref}}\right)$ $= \eta_{TM}\eta_{TP}\frac{\delta_{Tref}}{\eta_{Tref}}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$ $\therefore \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} = \frac{\eta_{TP}}{\eta_{Tref}}\delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$
Formule d'approximation donnée dans la présente norme	puisque $\frac{\eta_{Tref}}{\eta_{TM}} \approx 1$ $\Delta_T = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} \approx \delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$	puisque $\frac{\eta_{TP}}{\eta_{Tref}} \approx 1$ $\Delta_T = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} \approx \delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$

Comme le montre le tableau ci-dessus, il convient que la formule qui permette d'obtenir $\Delta\eta_T$, soit différente pour une turbine et pour une pompe. Néanmoins, en introduisant l'approximation donnée dans le bas du tableau ci-dessus, une même formule peut être utilisée en turbine comme en pompe dans la présente norme.

Annexe B
(informative)

Effet d'échelle sur les pertes d'énergie hydraulique massique des machines à écoulement radial

B.1 Effet d'échelle sur la perte par frottement

1) Effet d'échelle sur le coefficient de perte par frottement

L'effet d'échelle, qui est la variation de la perte par frottement causée par la différence de nombre de Reynolds et de rugosité relative, est légèrement différent pour une plaque plane et une conduite. Néanmoins, la présente norme prescrit que le coefficient de perte par frottement dans les différents passages d'une machine, en dehors des aubes de roue d'une machine à écoulement axial, varie selon la formule de Colebrook établie pour un écoulement dans une conduite.

La formule originale de Colebrook est donnée comme une fonction implicite (voir Figure B.1), et il n'est pas facile d'obtenir la valeur du coefficient de perte par un calcul simplifié. Par conséquent, la présente norme utilise une fonction explicite, proposée par le professeur Nichtawitz, qui donne à peu près les mêmes résultats que la formule de Colebrook. [4, 6].

Cette nouvelle formule est la suivante:

$$\lambda = \lambda_0 \left[0{,}74 \left(8 \times 10^4 \frac{k_s}{d_h} + \frac{Re_0}{Re_d} \right)^{0{,}2} + 0{,}26 \right] \qquad \text{(B.1)}$$

où

$Re_0 = 7 \times 10^6$;

$\lambda_0 = 0{,}008\,5$;

k_s rugosité du sable ;

d_h diamètre hydraulique de la conduite / tuyau / passage mouillé ;

Re_d nombre de Reynolds dans une conduite, $Re_d = \dfrac{v d_h}{\nu}$.

La comparaison entre la formule originale de Colebrook et la nouvelle formule est présentée en Figure B.1.

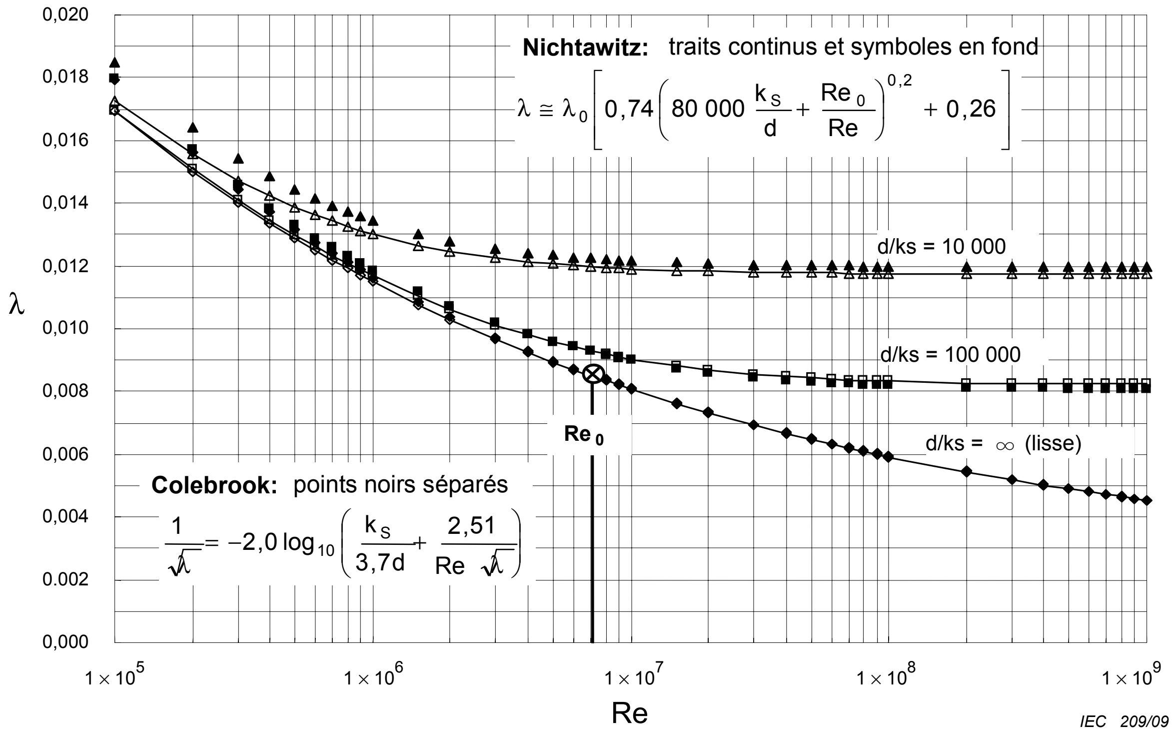


Figure B.1 – Coefficient de perte en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité du sable

NOTE 1 Dans certaines expériences avec une rugosité équivalente à celle du sable, il est observé que la perte par frottement au contact d'une surface dont la rugosité reste limitée dans une certaine gamme de valeurs est identique à celle d'une surface complètement lisse. Dans un tel cas, la limite de rugosité est appelée «rugosité admissible» et la surface dont la rugosité reste inférieure à cette limite est considérée comme «hydrauliquement lisse» (voir courbes B et C de la Figure B.2).

En ce qui concerne le coefficient de perte des surfaces rugueuses, des rapports d'expériences précédentes, comme indiqué Figure B.2, font état de tendances différentes dans la zone de transition entre les catégories lisses et rugueuses. [13 - 16]

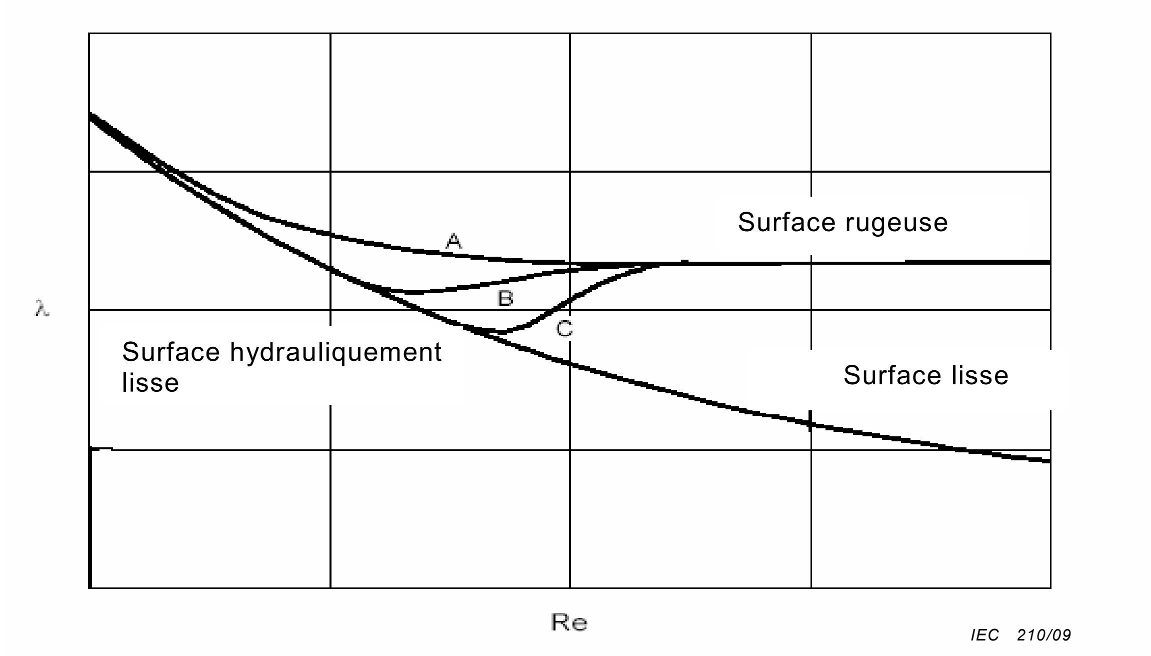


Figure B.2 – Différentes caractéristiques de λ dans la zone de transition

La courbe «A» est observée lors d'expériences avec des conduites industrielles rugueuses (Moody) ou dans un modèle de turbine rugueux (Henry). [17] Elles font apparaître une rugosité admissible très faible et un caractère asymptotique de la courbe de perte par frottement. C'est ce type de caractéristiques que décrit la formule de Colebrook. La rugosité admissible dans un tel cas est proche de zéro.

La courbe «B» représente les résultats observés avec des surfaces à rugosité artificielle telles qu'obtenues par Nikuradse avec du sable. Dans un tel cas, on donne la rugosité admissible comme approximativement égale à

$$\frac{k_{Sadm}}{d_h} \approx \frac{5}{Re_d}\sqrt{\frac{8}{\lambda}}$$

Les caractéristiques de la courbe «C» sont observées lors d'expériences avec une surface striée ou une surface avec des grains de sable pointus et isolés. Dans un tel cas, la rugosité admissible devient plus grande.

On considère dans la présente norme que la rugosité admissible est très faible et la formule de Colebrook s'applique à l'évaluation de l'effet d'échelle sur la perte par frottement.

2) Relation entre rugosité du sable k_S et rugosité moyenne arithmétique Ra

Selon la littérature, la relation entre la rugosité du sable k_S et la rugosité moyenne arithmétique Ra actuellement disponible dans la littérature montre une large étendue. [14] Dans la présente norme, cependant, on considère que la rugosité moyenne arithmétique peut être convertie en rugosité du sable par l'équation suivante (voir Equation 2).

$$k_S = 5\,Ra \tag{B.2}$$

NOTE 2 Dans le cas de machines prototypes usagées avec des surfaces fortement rouillées avec des valeurs de Ra supérieures à 50 μm, il est recommandé de considérer le texte suivant pour évaluer la rugosité.

La première difficulté réside dans la mesure de la rugosité. Sur les machines rouillées, les valeurs de rugosité sont souvent au delà de n'importe quelle gamme existante d'appareil de contrôle de rugosité. Dans ce cas, il est recommandé d'utiliser des moulages à base de matière plastique adéquate sur des zones représentatives. La rugosité de ces moulages est calculée avec une «machine de relevé dimensionnel» pour trouver une valeur équivalente de rugosité, Ra. D'autres méthodes peuvent également être utilisées (comme des indicateurs de profondeur, ou des coupons de comparaison de la rugosité, etc...) si un accord est conclu entre les parties concernées. Dans une telle situation, cependant, il convient que la valeur de rugosité équivalente Ra soit déterminée avec précaution car elle est affectée par le profil de rugosité et de la densité de vides dispersés.

Dans un deuxième temps, une analyse des mesures de rugosité est nécessaire afin de déterminer une valeur de rugosité significative. Il est admis, en l'état actuel des connaissances, que les surfaces présentant de nombreux trous profonds et dispersés ne génèrent pas autant de pertes que les valeurs mesurées pourraient le laisser croire. En effet, les lignes d'écoulement au dessus de telles surfaces passent au-dessus des trous sans en atteindre le fond et ne créent pas de pertes significatives plus importantes. C'est pourquoi, dans un tel cas, il est recommandé d'ignorer les surfaces avec des trous profonds lors de la mesure de la rugosité (les trous profonds sont considérés comme étant des dépressions plus profondes que 1,5 mm environ).

Ces considérations étant admises, la relation entre k_S et Ra comme exprimée par l'Equation B.2 (ou Equation 2) peut être également appliquée pour les surfaces fortement rouillées.

Alors, l'Equation B.1 s'exprime comme suit:

$$\lambda = \lambda_0 \left[0{,}74 \left(4 \times 10^5 \frac{\mathrm{Ra}}{d_h} + \frac{\mathrm{Re}_0}{\mathrm{Re}_d} \right)^{0{,}2} + 0{,}26 \right] \tag{B.3}$$

B.2 Décomposition de l'effet d'échelle sur le rendement d'énergie hydraulique massique

1) Coefficient de perte par frottement de chaque composante [9]

Quand on applique l'Equation B.3 à chaque passage d'une composante, on obtient,

$$\lambda_{CO} = \lambda_0 \left[0{,}74 \left(4 \times 10^5 \frac{\mathrm{Ra}_{CO}}{d_{hCO}} + \frac{\mathrm{Re}_0}{\mathrm{Re}_{dCO}} \right)^{0{,}2} + 0{,}26 \right] \tag{B.4}$$

où

indice CO valeur pour chaque composante;

Re_{dCO} nombre de Reynolds pour chaque composante.

$$\mathrm{Re}_{dCO} = \frac{v_{CO} d_{hCO}}{\nu}$$

Comme le nombre de Reynolds d'une machine s'écrit:

$$\mathrm{Re} = \frac{uD}{\nu}$$

où

u vitesse périphérique de la roue au diamètre de référence;

D diamètre de référence de la machine.

Le nombre de Reynolds pour chaque passage de composante peut s'écrire comme suit:

$$Re_{dCO} = Re \frac{v_{CO} d_{hCO}}{uD}$$

En substituant Re_{dCO} dans l'Equation B.4 par l'équation ci-dessus, on obtient:

$$\lambda_{CO} = \lambda_0 \left[0{,}74 \left(4 \times 10^5 \frac{D}{d_{hCO}} \frac{Ra_{CO}}{D} + \frac{u \times D}{v_{CO} \times d_{hCO}} \frac{Re_0}{Re} \right)^{0{,}2} + 0{,}26 \right] \tag{B.5}$$

En présentant deux nouveaux facteurs κ_{dCO} et κ_{uCO}, l'Equation B.5 peut être reformulée comme suit:

$$\lambda_{CO} = \lambda_0 \left[0{,}74 \left(4 \times 10^5 \frac{1}{\kappa_{dCO}} \frac{Ra_{CO}}{D} + \frac{1}{\kappa_{uCO} \times \kappa_{dCO}} \frac{Re_0}{Re} \right)^{0{,}2} + 0{,}26 \right] \tag{B.6}$$

où

κ_{dCO} coefficient dimensionnel de passage de composante.

$$\kappa_{dCO} = \frac{d_{hCOM}}{D_M} = \frac{d_{hCOP}}{D_P} = \frac{d_{hCO}}{D} \tag{B.7}$$

où

κ_{uCO} coefficient de vitesse de passage de composante.

$$\kappa_{uCO} = \frac{v_{COM}}{u_M} = \frac{v_{COP}}{u_P} = \frac{v_{CO}}{u} \tag{B.8}$$

Quand les dimensions géométriques des passages hydrauliques principaux comme indiqué à la Figure B.3 sont connues, les valeurs de κ_{dCO} et de κ_{uCO}, peuvent être calculées respectivement par les Equations B.9 et B.10 respectivement.

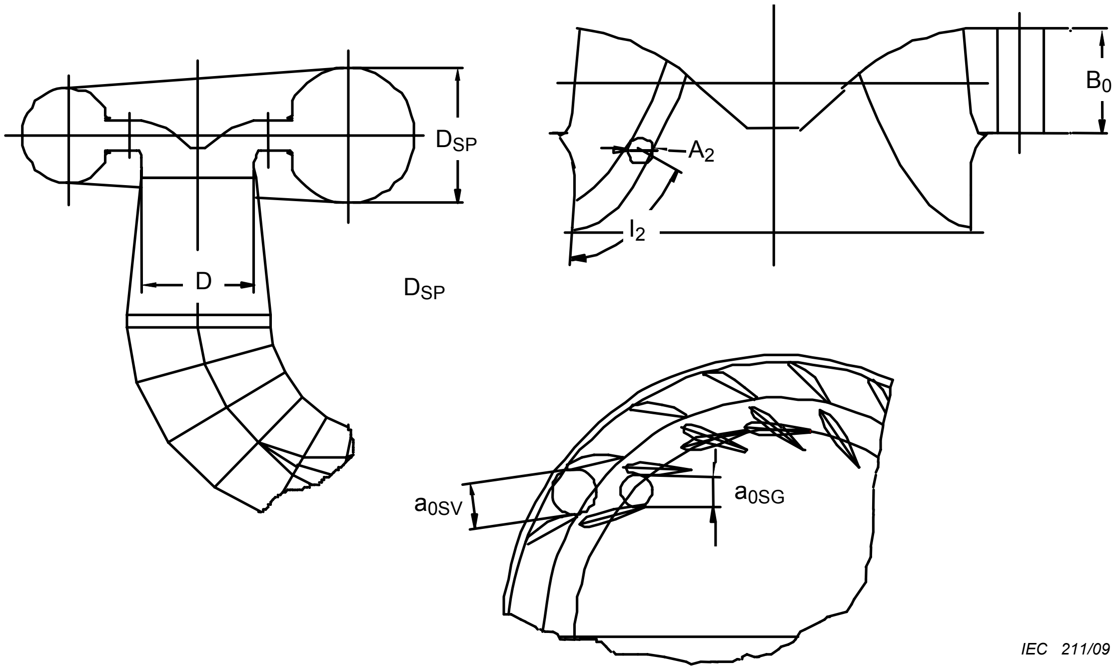


Figure B.3 – Dimensions représentatives de passage de composantes

Coefficient de vitesse:

$$\kappa_{uSP} = \frac{v_{SP}}{u} = \frac{1}{u} \times \frac{4 \times Q_1}{\pi \times D_{SP}^2}, \kappa_{uSV} = \frac{v_{SV}}{u} = \frac{1}{u} \times \frac{Q_1}{Z_{SV} \times a_{0SV} \times B_0}, \ \kappa_{uGV} = \frac{v_{GV}}{u} = \frac{1}{u} \times \frac{Q_1}{Z_{GV} \times a_{0GV} \times B_0}$$

$$\kappa_{uRU} = \frac{v_{RU}}{u} = \frac{1}{u} \times \frac{Q_1}{Z_{RU} \times \int A_2 dl_2} = \frac{1}{u} \times \frac{Q_1}{Z_{RU} \times S_{0RU}}, \ \kappa_{uDT} = \frac{v_{DT}}{u} = \frac{1}{u} \times \frac{4 \times Q_1}{\pi \times D^2} \qquad (B.9)$$

Coefficient dimensionnel:

$$\kappa_{dSP} = \frac{D_{SP}}{D}, \ \kappa_{dSV} = \frac{2 \times a_{0SV} \times B_0}{D(a_{0SV} + B_0)}, \ \kappa_{dGV} = \frac{2 \times a_{0GV} \times B_0}{D(a_{0GV} + B_0)}$$

$$\kappa_{dRU} = \frac{4 \times \int_0^{l_2} A_2 dl_2}{D(2 \times l_2 + A_{2plafond} + A_{2ceinture})} = \frac{4 \times S_{0RU}}{D(2 \times l_2 + A_{2plafond} + A_{2ceinture})}, \ \kappa_{dDT} = 1 \quad (B.10)$$

où

S_{0RU} aire de la section du passage de l'écoulement entre les aubes en sortie de roue ;

Z nombres de directrices ou d'aubes.

Les valeurs de κ_{uCO} et de κ_{dCO} sont calculées pour des machines de tracé moyen statistiquement parlant et habituellement utilisées dans l'industrie. Leurs valeurs normalisées sont explicitées en B.5.

2) Dérivation de la formule d'effet d'échelle pour la transposition par composante

La perte transposable normalisée δ_{ECO} est définie pour chaque passage de composante comme la perte transposable d'un modèle lisse fonctionnant avec Re_M=Re_{ref}. Ceci signifie que les valeurs de δ_{ECOref} correspondent à λ_{COref}. Donc, l'équation présentée à la fin du tableau de A.2, 2) peut s'écrire à nouveau pour chaque composante comme suit:

$$\Delta_{ECO} = \frac{\Delta\eta_{ECO}}{\eta_{EM}} = \delta_{ECOref}\left(\frac{\lambda_{COM} - \lambda_{COP}}{\lambda_{COref}}\right) = \delta_{ECOref}\,\frac{\Delta\lambda_{CO}}{\lambda_{COref}} \qquad \text{(B.11)}$$

Le terme de $\Delta\lambda_{CO}$ dans la partie droite de l'équation est exprimé en utilisant l'Equation B.6.

$$\Delta\lambda_{CO} = 0{,}74\times\lambda_0\left[\left(4\times10^5\,\frac{Ra_{COM}}{D_M}\,\frac{1}{\kappa_{dCO}} + \frac{1}{\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}}\,\frac{Re_0}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(4\times10^5\,\frac{Ra_{COP}}{D_P}\,\frac{1}{\kappa_{dCO}} + \frac{1}{\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}}\,\frac{Re_0}{Re_P}\right)^{0,2}\right] \qquad \text{(B.12)}$$

Le terme de λ_{COref} est le coefficient de perte quand le nombre de Reynolds de la machine est Re_{ref} ou quand le nombre de Reynolds du passage à travers une composante est $Re_{dCOref} = \kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}\times Re_{ref}$.

Comme $Re_{ref} = Re_0 = 7\times10^6$ et que la rugosité de surface du modèle de référence est lisse (à savoir, $\frac{Ra}{D}\approx 0$), λ_{COref} peut s'écrire comme suit:

$$\lambda_{COref} = \lambda_0\left[0{,}74\left(\frac{Re_0}{\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}\times Re_{ref}}\right)^{0,2} + 0{,}26\right] = \lambda_0\left[0{,}74\left(\frac{1}{\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}}\right)^{0,2} + 0{,}26\right] \qquad \text{(B.13)}$$

Ainsi, Δ_{ECO} est obtenu en remplaçant $\Delta\lambda_{CO}$ et λ_{COref} dans l'Equation B.11 par l'Equation B.12 et l'Equation B.13.

$$\Delta_{ECO} = \frac{\Delta\eta_{ECO}}{\eta_{EM}} = \delta_{ECOref}\left(\frac{\lambda_{COM}-\lambda_{COP}}{\lambda_{COref}}\right) = \delta_{ECOref}\frac{\Delta\lambda_{CO}}{\lambda_{COref}}$$

$$= \delta_{ECOref}\frac{\left(\frac{4\times10^5}{\kappa_{dCO}}\frac{Ra_{COM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{\kappa_{uCO}\kappa_{dCO}}\frac{1}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(\frac{4\times10^5}{\kappa_{dCO}}\frac{Ra_{COP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{\kappa_{uCO}\kappa_{dCO}}\frac{1}{Re_P}\right)^{0,2}}{\left(\frac{1}{\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO}}\right)^{0,2} + \frac{0{,}26}{0{,}74}}$$

$$\therefore\ \Delta_{ECO} = \delta_{ECOref}\frac{\left(4\times10^5\kappa_{uCO}\frac{Ra_{COM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(4\times10^5\kappa_{uCO}\frac{Ra_{COP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}}{1+0{,}35(\kappa_{uCO}\times\kappa_{dCO})^{0,2}} \qquad \text{(B.14)}$$

Afin de simplifier, la formule ci-dessus peut aussi s'écrire comme suit:

$$\therefore\ \Delta_{ECO} = d_{ECOref}\left(4\times10^5\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(4\times10^5\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2} \qquad \text{(B.15)}$$

où

$$d_{ECOref} = \frac{\delta_{ECOref}}{1 + 0{,}35(\kappa_{uCO} \times \kappa_{dCO})^{0{,}2}}$$

Les valeurs standardisées de δ_{ECOref} sont indiquées dans le B.4 et celles de κ_{uCO} et de κ_{dCO} dans le B.5. Les valeurs de d_{ECOref} calculées à partir de δ_{ECOref}, κ_{uCO} et de κ_{dCO}, sont présentées en B.6.

Finalement, le montant de l'effet d'échelle sur le rendement d'énergie massique pour la turbine complète $\Delta\eta_E$ peut être calculée par la formule suivante:

$$\frac{\Delta\eta_E}{\eta_{EM}} = \Delta_E = \sum \Delta_{ECO} \qquad \text{(B.16)}$$

B.3 Effet d'échelle direct pour une turbine complète

En mettant l'Equation B.15 dans l'Equation B.16 et en introduisant le coefficient de vitesse de référence C_{u0}, on obtient:

$$\Delta_E = \sum d_{ECOref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(4\times10^5\,\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}\right]$$
$$= \sum d_{ECOref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}\right]$$

Si les valeurs des termes $\left(\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COM}}{D_M}\right)$ pour toutes les composantes du modèle peuvent être considérées comme identiques et remplacées par $\left(\frac{Ra_{0M}}{D_M}\right)$ et, de la même façon, pour celles du prototype de passages de composantes par $\left(\frac{Ra_{0P}}{D_P}\right)$, la formule précédente peut s'écrire comme suit:

$$\Delta_E = \sum d_{ECOref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}\right]$$
$$= \sum d_{ECOref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{Ra_{0M}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{Ra_{0P}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}\right] \qquad \text{(B.17)}$$
$$= d_{Eref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{Ra_{0M}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{Ra_{0P}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}\right]$$

La formule de l'Equation B.17 peut être employée pour l'effet d'échelle direct sur le rendement d'énergie massique de la turbine complète.

Comme la perte par frottement dans la roue et le distributeur se partagent environ les deux tiers de la perte totale par frottement, la valeur moyenne de κ_{uRU} et κ_{uGV} est utlisée comme référence pour l'indice de vitesse κ_{u0}. De même, la valeur moyenne de Ra_{GV} et de Ra_{RU} est employée comme la rugosité représentative de la machine Ra_0.

$$\kappa_{u0} = \frac{\kappa_{uGV} + \kappa_{uRU}}{2} \quad \text{(B.18)}$$

$$Ra_0 = \frac{Ra_{GV} + Ra_{RU}}{2} \quad \text{(B.19)}$$

Les valeurs de $d_{Eref} = \sum d_{ECOref}$ et de κ_{u0} sont calculées à partir des valeurs normalisées de d_{ECOref}, κ_{uRU} et de κ_{uGV} présentées en B.5 et B.6 et montrées au Tableau B.1.

Tableau B.1 – d_{Eref} et κ_{u0} pour le calcul de l'effet d'échelle sur la turbine complète

Turbine Francis		d_{Eref} = 3,05/100	$\kappa_{u0} = -2{,}3N_{QE} + 1{,}10$
Turbine-pompe	(en mode turbine)	d_{Eref} = 3,95/100	$\kappa_{u0} = -2{,}3N_{QE} + 1{,}05$
	(en mode pompe)	d_{Eref} = 4,20/100	$\kappa_{u0} = -2{,}3N_{QE} + 0{,}88$

Pour l'application de l'Equation B.17, il est demandé de conserver $\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COM}}{D_M} \approx \frac{Ra_{0M}}{D_M}$ et $\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COP}}{D_P} \approx \frac{Ra_{0P}}{D_P}$. Autrement dit, les rugosités de surface de chaque passage de composante doivent être dans la gamme $\frac{Ra_{COM}}{D_M} \approx \frac{\kappa_{u0}}{\kappa_{uCO}}\frac{Ra_{0M}}{D_M}$ et $\frac{Ra_{COP}}{D_P} \approx \frac{\kappa_{u0}}{\kappa_{uCO}}\frac{Ra_{0P}}{D_P}$. Le Tableau B.2 montre les valeurs de $\frac{\kappa_{u0}}{\kappa_{uCO}}$ obtenues à partir des valeurs de κ_{uCO} données en B.5 et présente la gamme de rugosité exigée pour l'application de l'Equation B.17.

Tableau B.2 – Critères pour la rugosité de surface pour l'application de la formule de l'effet d'échelle direct

Passage à travers une compo-sante	$\frac{\kappa_{u0}}{\kappa_{uCO}}$						Gamme de rugosité requise	
	Turbine Francis		Turbine-pompe (mode turbine)		Turbine-pompe (mode pompe)		Modèle	Prototype
	Gamme[a]	Moy.	Gamme[a]	Moy.	Gamme[a]	Moy.		
SP	3,00 ~ 2,31	2,69	2,92 ~ 2,58	2,75	2,56 ~ 2,06	2,31	(2,0~4,0) Ra_{0M}	< 3,0 Ra_{0P}
SV	1,40 ~ 2,03	1,60	1,78 ~ 2,56	2,03	1,53 ~ 2,04	1,72	(1,5~3,0) Ra_{0M}	< 2,5 Ra_{0P}
GV	0,87 ~ 1,25	0,99	0,88 ~ 1,01	0,93	0,95 ~ 1,26	1,07	(0,7~1,3) Ra_{0M}[b]	< 1,3 Ra_{0P}[b]
RU	1,17 ~ 0,83	1,01	1,16 ~ 1,00	1,08	1,06 ~ 0,83	0,94	(0,7~1,3) Ra_{0M}[b]	< 1,3 Ra_{0P}[b]
DT[c]	4,86 ~ 2,33	3,40	4,26 ~ 2,94	3,54	3,89 ~ 2,37	3,03	(2,5~4,5) Ra_{0M}	< 4,0 Ra_{0P}

a Les valeurs à gauche indiquent celles pour des vitesses spécifiques les plus faibles (N_{QE} = 0,06) et celles de droite indiquent les valeurs pour des vitesses spécifiques les plus élevées (N_{QE} = 0,30 pour une turbine de Francis, N_{QE} = 0,20 pour une pompe-turbine).

b Comme la valeur moyenne de Ra_{GV} et de Ra_{RU} est définie comme Ra_0, quand Ra_{GV} est choisie comme 1,3 Ra_0, Ra_{RU} doit être égale à 0,7 Ra_0.

c En ce qui concerne l'aspirateur, κ_{uDT} est défini en amont de la sortie de l'aspirateur, à la section où le diamètre est égal au diamètre de référence et où la vitesse à calculer κ_{uDT} est la plus importante dans l'aspirateur. Pour évaluer l'effet de rugosité dans l'aspirateur, il convient d'employer la vitesse moyenne d'écoulement, qui est approximativement évaluée pour être 0,7 fois la vitesse en section amont.

Ceci étant, $\frac{\kappa_{u0}}{0{,}7 \times \kappa_{uDT}}$ est indiqué dans la gamme de $\frac{\kappa_{u0}}{\kappa_{uCO}}$ pour l'aspirateur.

B.4 Perte relative d'énergie hydraulique massique transposable pour les machines à écoulement radial

1) Définition

A partir de la théorie exposée en B.2, la perte transposable traitée dans la présente norme est définie pour chaque passage de composante (bâche spirale, avant-distributeur, distributeur, roue, aspirateur) comme suit:

$$\delta_{ECOref} = \frac{E_{LfCO}}{E}$$

où:

δ_{ECOref} coefficient de perte d'énergie hydraulique massique transposable pour chaque composante ;

E_{LfCO} perte d'énergie hydraulique massique due au frottement de surface de chaque composante au point de rendement maximal quand la machine fonctionne au nombre de Reynolds de référence ;

E énergie hydraulique massique de la machine.

Les valeurs suivantes ont été tirées de l'analyse numérique conduite sur des modèles industriels conçus par différents constructeurs. [7] Pour évaluer quantitativement la perte par frottement dans les passages mouillés, diverses méthodes reflétant l'état de l'art actuel sont employées.

Pour la bâche spirale et l'aspirateur:

– Perte par frottement comme une conduite équivalente selon la formule de Colebrook, le diagramme de Moody, la formule de Blasius ou celle de Nikuradse.

Pour l'avant-distributeur et le distributeur:

– Perte par frottement comme une plaque plane appliquée aux parois environnantes d'un passage rectangulaire.
– Calcul de la couche limite basé sur la distribution de vitesse de l'écoulement principal obtenu par l'analyse numérique d'un calcul CFD non visqueux.

Pour la roue:

– Calcul de la couche limite basé sur la distribution de vitesse de l'écoulement principal obtenu par l'analyse numérique d'un calcul CFD non visqueux.

L'évaluation de la perte par frottement par un calcul de couche limite a été conduite par l'une des méthodes suivantes:

– Intégration de la perte d'énergie en raison la contrainte de cisaillement dans la couche limite sur toute la superficie.
– Dissipation d'énergie cinétique obtenue par manque d'énergie cinétique en aval du bord de fuite d'une aube/ailette pouvant être calculée grâce à l'épaisseur d'énergie de la couche limite.

Les valeurs de δ_{ECOref}, κ_{uCO}, κ_{dCO} et d_{ECOref} établies à l'Annexe B sont étayées par des analyses ou des données expérimentales pour les plages de vitesse spécifique suivantes:

– Pour les turbines Francis $0,06 \le N_{QE} \le 0,30$;

– Pour les turbines pompes $0,06 \le N_{QE} \le 0,20$.

En dehors de ces plages de vitesse spécifique, les valeurs peuvent ne pas être exactes. Par conséquent, si les équations de l'effet d'échelle de la présente norme sont appliquées lors de l'évaluation des résultats d'un modèle d'essai contractuel, au-delà des plages de vitesse spécifiques ci-dessus, un accord préalable doit être conclu entre les parties concernées.

La perte par frottement totale d'une turbine complète, $\delta_{Eref} = \sum \delta_{ECOref}$ dont on se sert pour le calcul de l'effet d'échelle direct sur le rendement hydraulique est présentée en fin de figures.

2) Perte relative d'énergie hydraulique transposable δ_E d’une turbine Francis

Les valeurs de δ_{ECOref} calculées pour quelques modèles typiques sont tracées en fonction de la vitesse spécifique et présentées ci-dessous. Par souci de clarté de présentation, les graphiques ont été réduits à des fonctions linéaires.

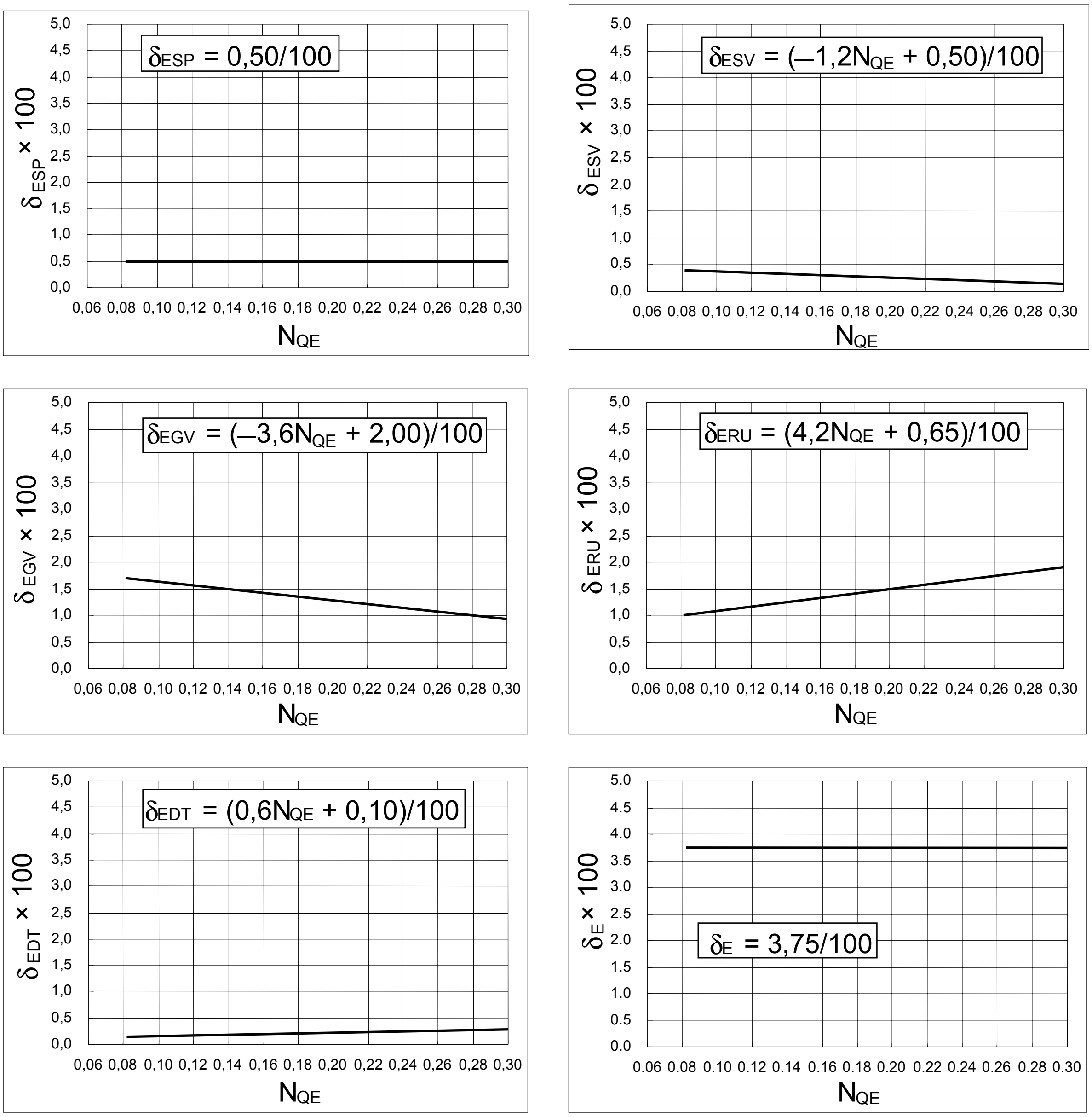


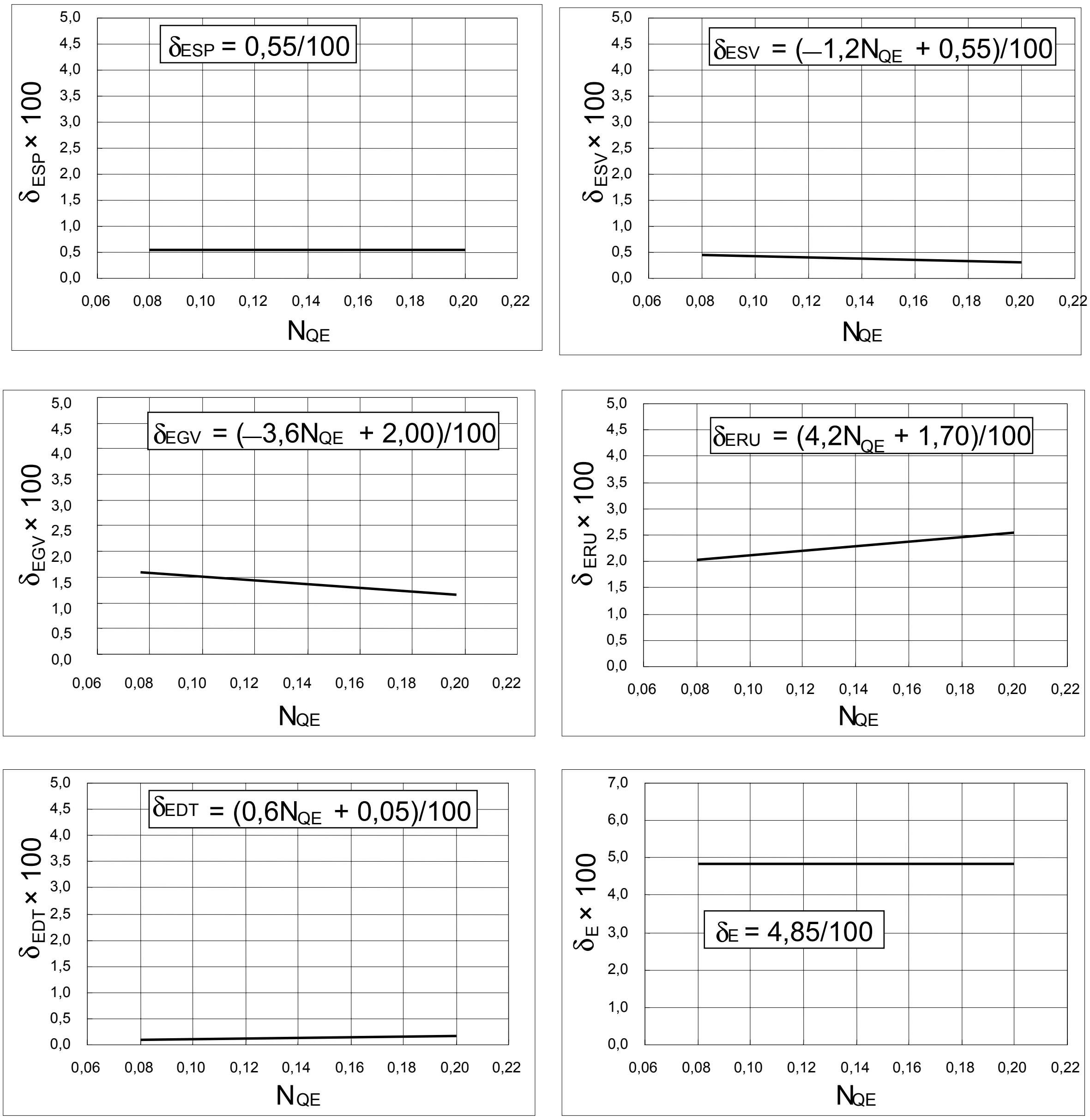
Figure B.4 – Perte d’énergie hydraulique transposable dans chaque composante d’une turbine Francis

Il convient de noter que l'abscisse N_{QE} est la vitesse spécifique sans dimension définie dans la CEI 60193. Elle est définie comme $N_{QE} = nQ_1^{0,5} / E^{0,75}$, où n est la vitesse de rotation exprimée en s^{-1} et E, l'énergie hydraulique massique de la machine exprimée en J kg^{-1}.

3) Perte relative d'énergie hydraulique transposable δ_E d'une machine réversible, pompe-turbine

Les valeurs des coefficients de perte transposable de turbine-pompe sont calculées séparément pour chaque mode de fonctionnement, turbine ou pompe. Elles sont tracées en fonction de la vitesse spécifique calculée pour le point de rendement maximal respectivement pour le mode turbine et le mode pompe.

a) Mode turbine



IEC 213/09

Figure B.5 – Perte relative d'énergie hydraulique transposable pour chaque composante d'une turbine-pompe en mode turbine

b) Mode pompe

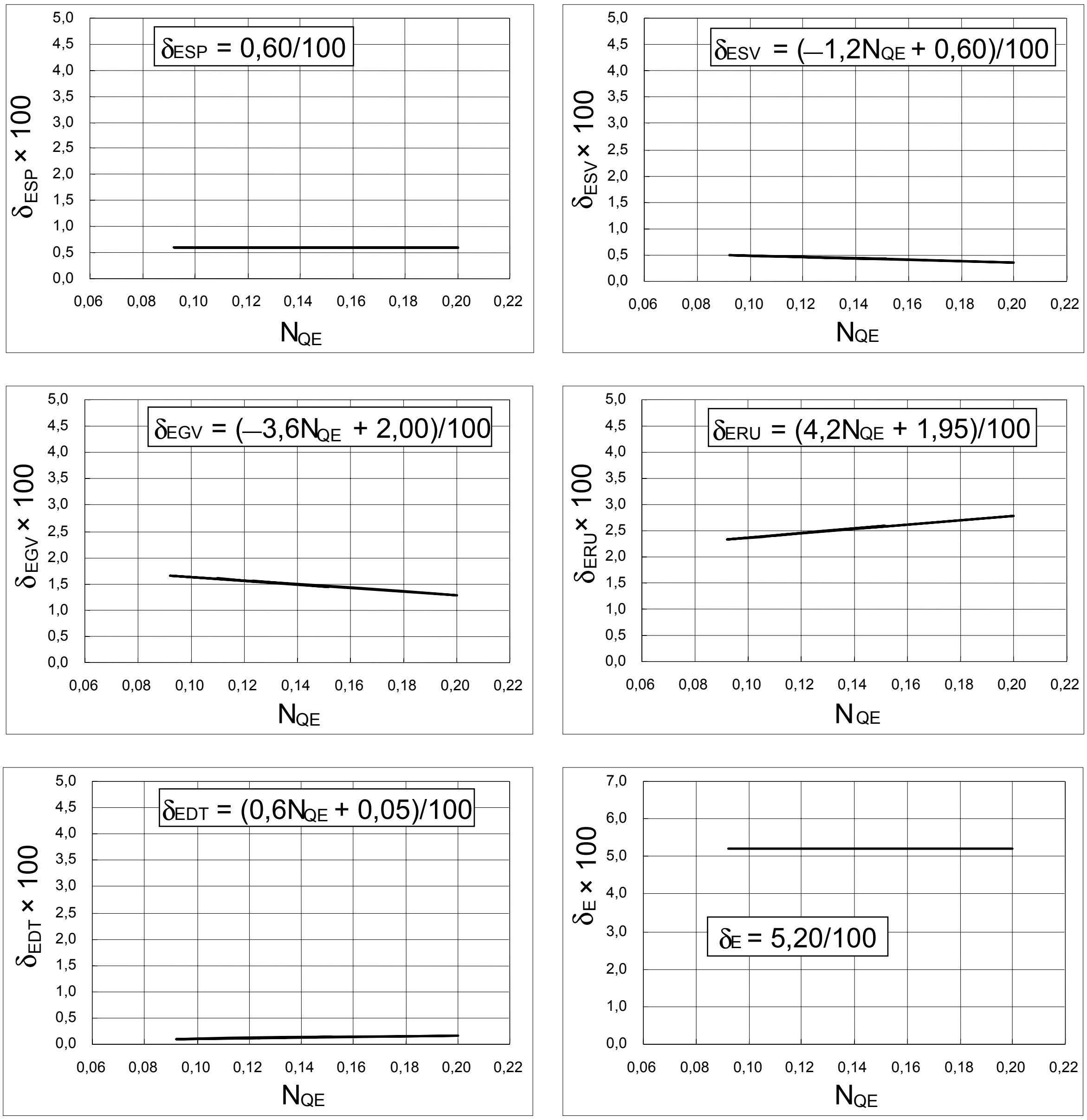


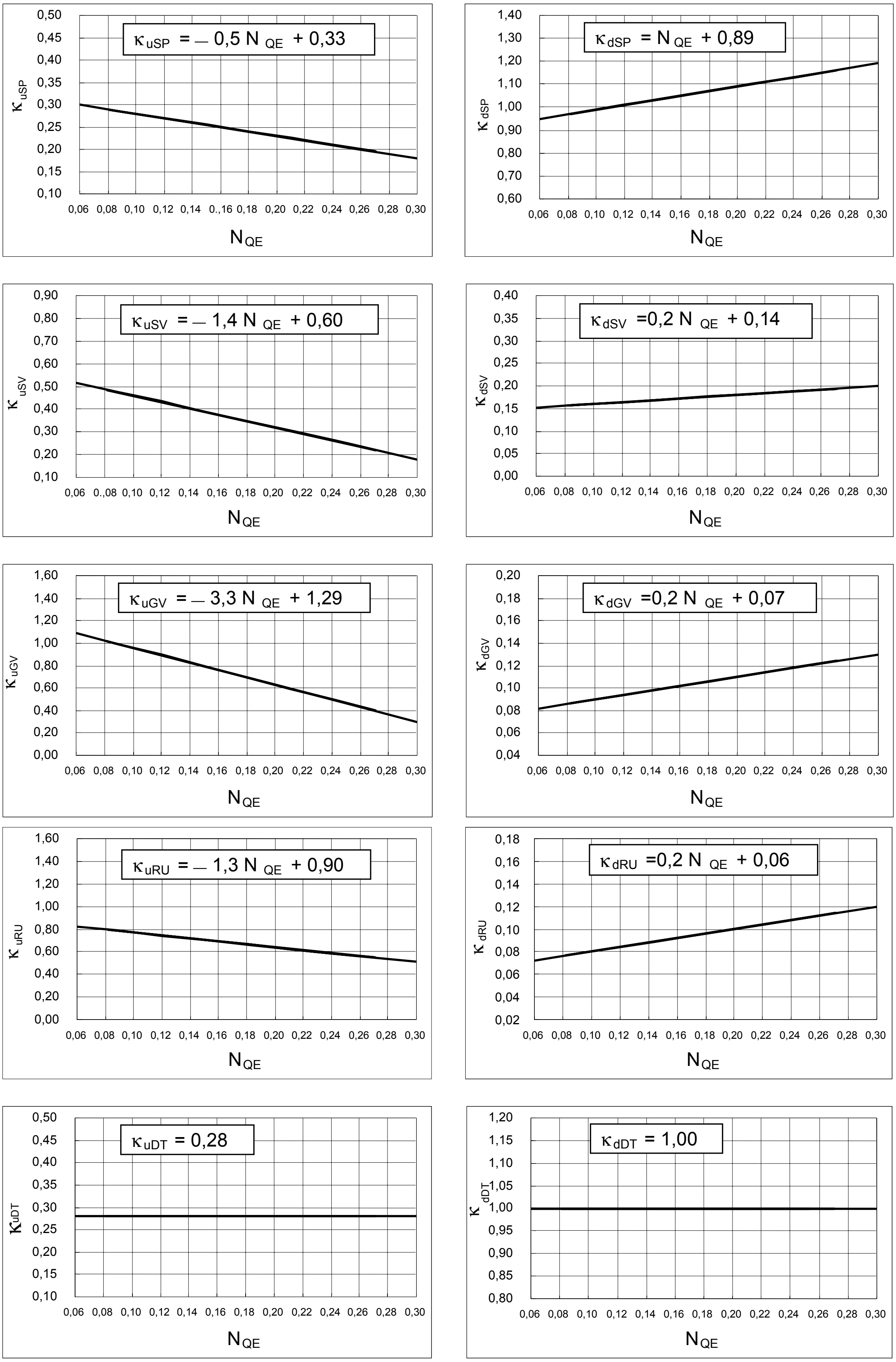
Figure B.6 – Perte relative d'énergie hydraulique transposable pour chaque composante d'une turbine-pompe en mode pompe

B.5 Coefficient de vitesse κ_{uCO} et coefficient dimensionnel κ_{dCO} des machines à écoulement radial [9]

1) Définition

Basé sur les données géométriques normalisées des machines hydrauliques, on calcule le coefficient de vitesse κ_{uCO} comme défini dans l'Equation B.9 et le coefficient dimensionnel κ_{dCO} comme défini dans l'Equation B.10 exposée en B.2. Etant donné que ces paramètres sont élevés à la puissance 0,2 dans le calcul de d_{ECOref} et pour la formule finale de l'effet d'échelle (Equation 8 ou Equation B.17) il est acceptable d'avoir quelques écarts. Par conséquent, les résultats de calculs peuvent être approximés par des droites pour être simplifiés.

2) κ_{uCO} et κ_{dCO} pour une turbine Francis

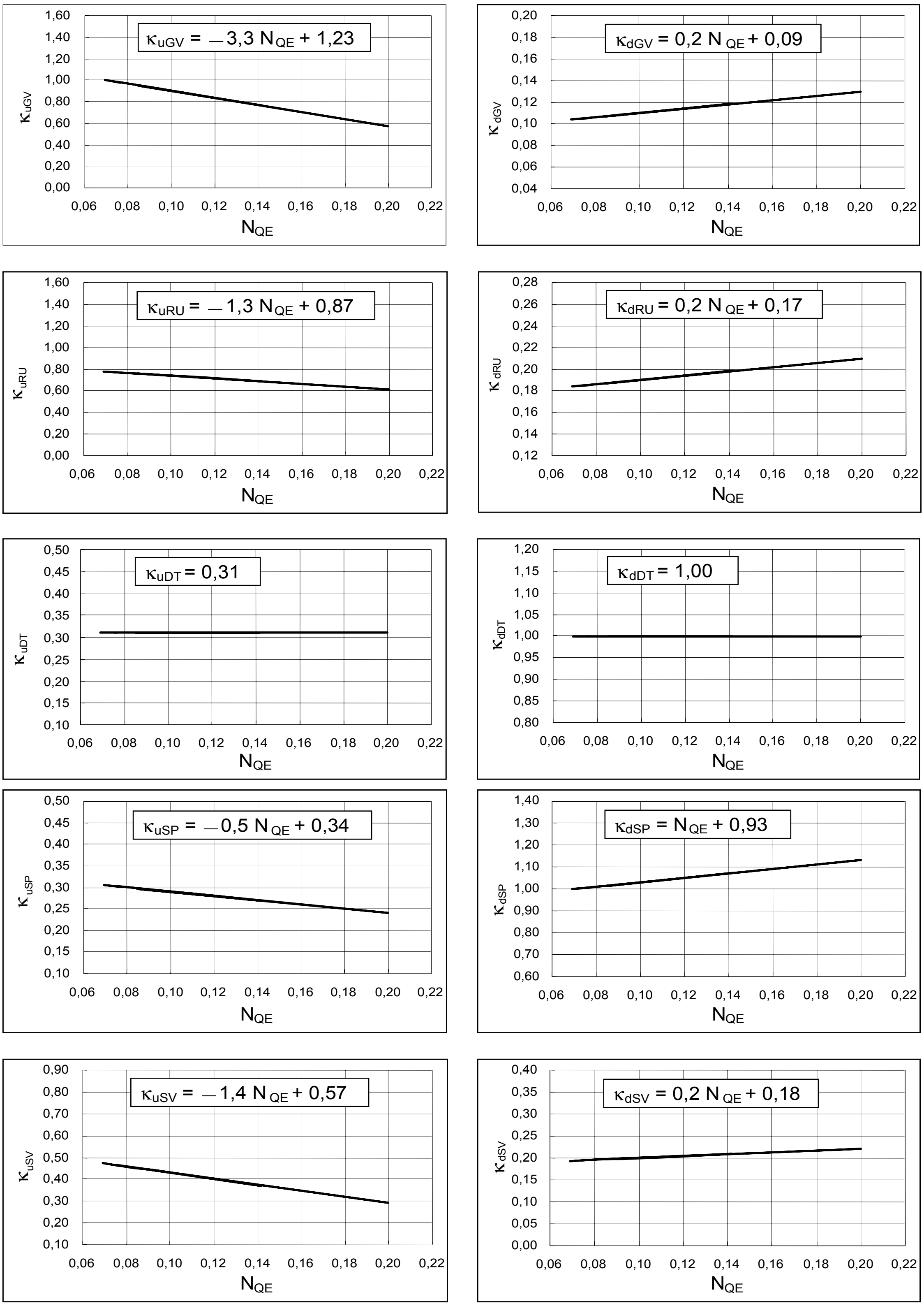


IEC 215/09

Figure B.7 – κ_{uCO} et κ_{dCO} dans chaque composante d'une turbine Francis

3) κ_{uCO} et κ_{dCO} pour une turbine-pompe

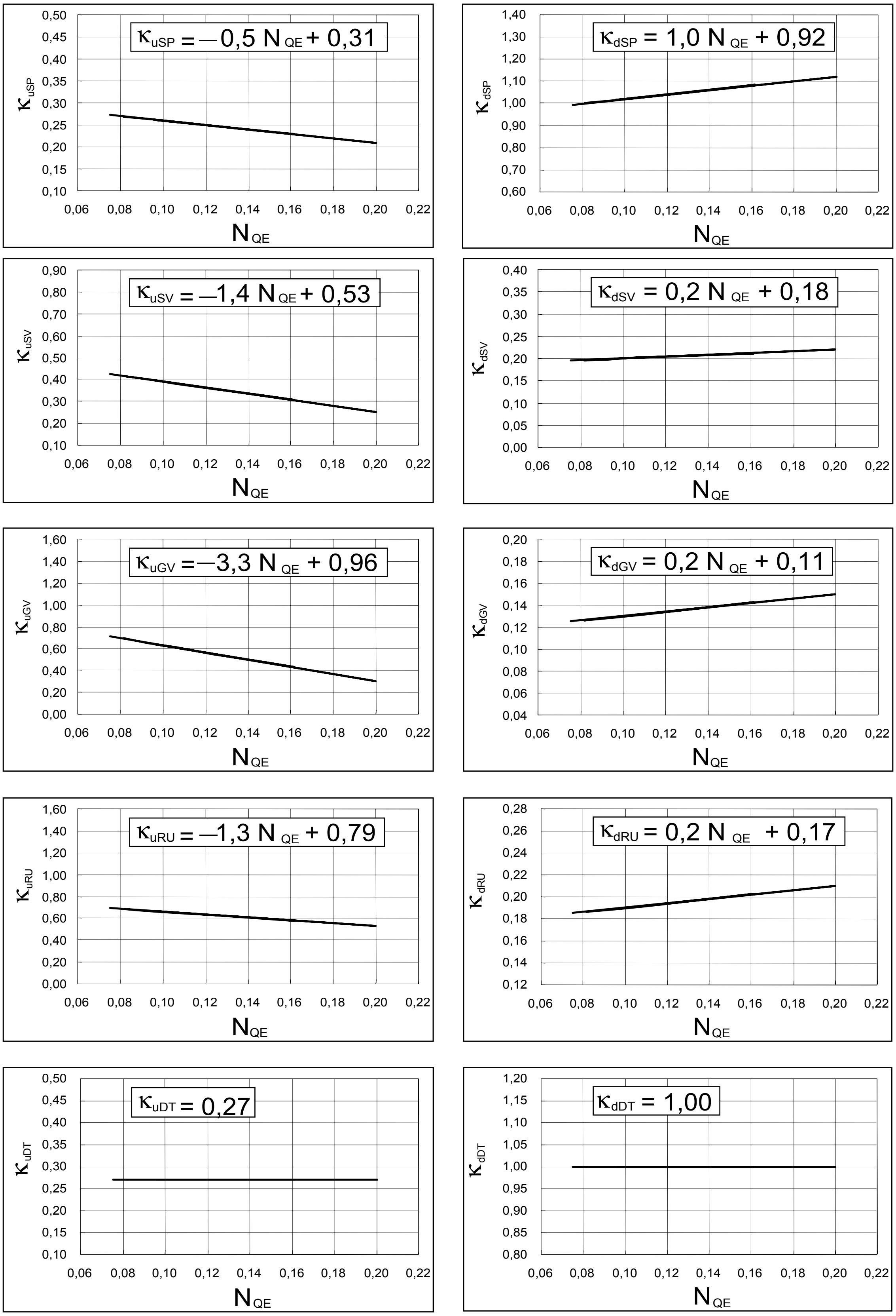
a) Mode turbine



IEC 216/09

Figure B.8 – κ_{uCO} et κ_{dCO} de chaque composante d'une turbine pompe en mode turbine

b) Mode pompe



IEC 217/09

Figure B.9 – κ_{uCO} et κ_{dCO} de chaque composante d'une turbine pompe en mode pompe

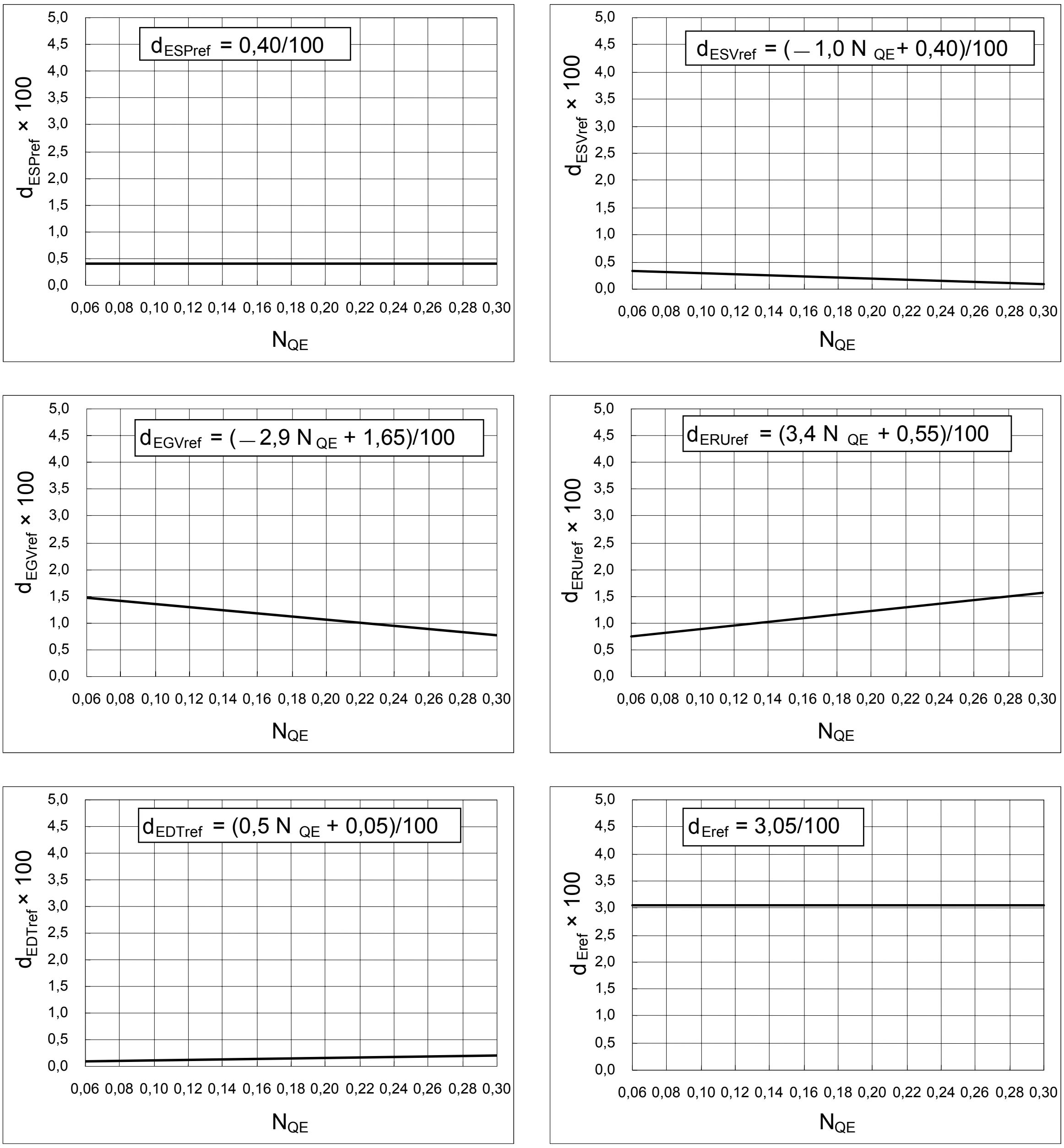
B.6 Coefficient de perte transposable d_{ECOref}

1) Définition

Basé sur δ_{ECOref}, κ_{uCO}, le coefficient de vitesse d'écoulement, et κ_{dCO}, le coefficient dimensionnel, le coefficient de perte transposable d_{ECOref} est calculé comme expliqué en 4.2.1. Les résultats calculés de d_{ECOref} sont linéarisés pour des raisons de simplification.

Le coefficient de perte totale transposable d_{Eref}, qui doit être utilisé pour l'effet d'échelle direct sur le rendement d'énergie hydraulique massique d'une turbine complète (voir B.3), est également présenté en fin de figures.

2) d_{ECOref} et d_{Eref} pour une turbine Francis

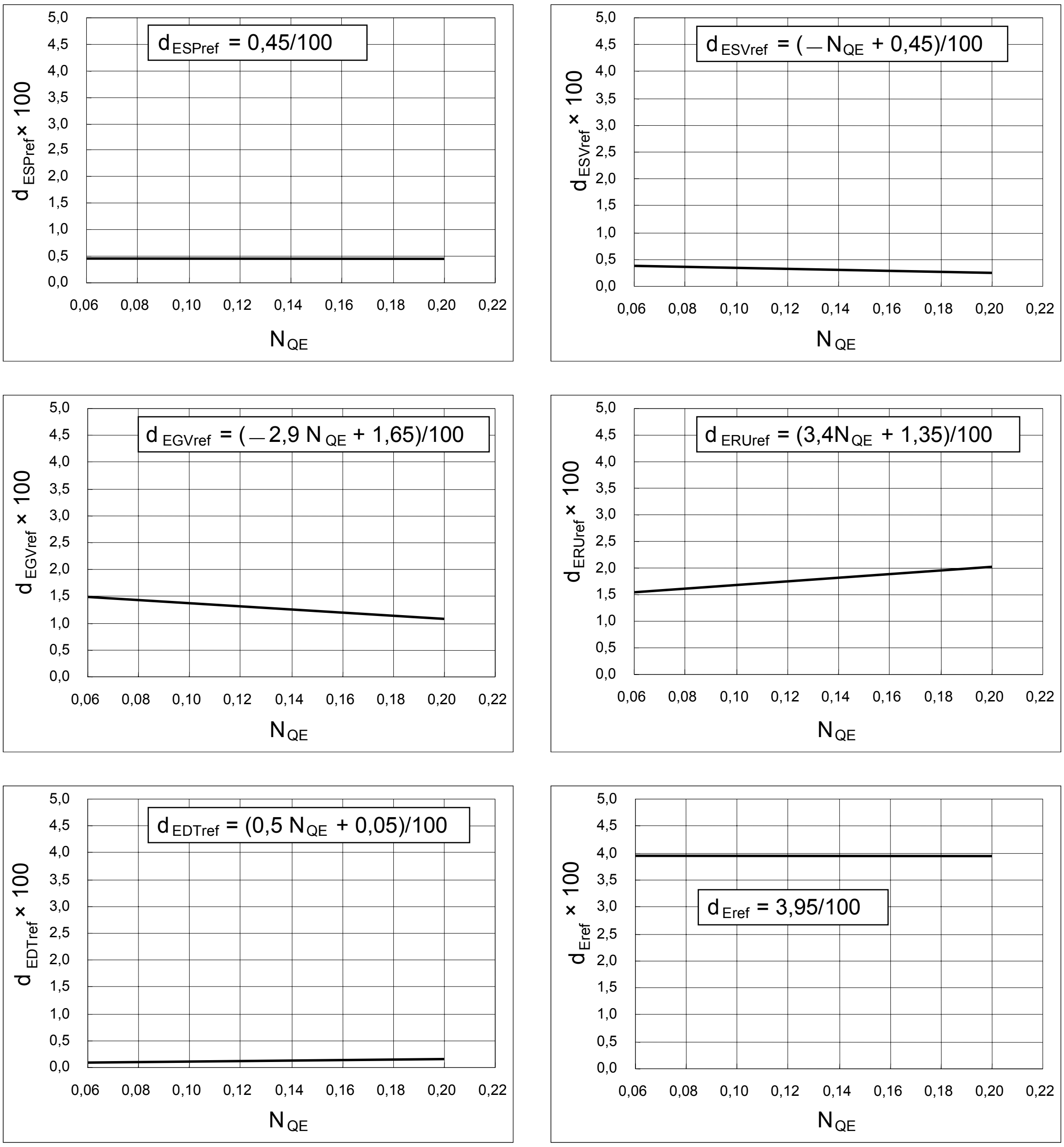


IEC 218/09

Figure B.10 – d_{ECOref} et d_{Eref} pour une turbine Francis

3) d_{ECOref} et d_{Eref} pour une turbine-pompe

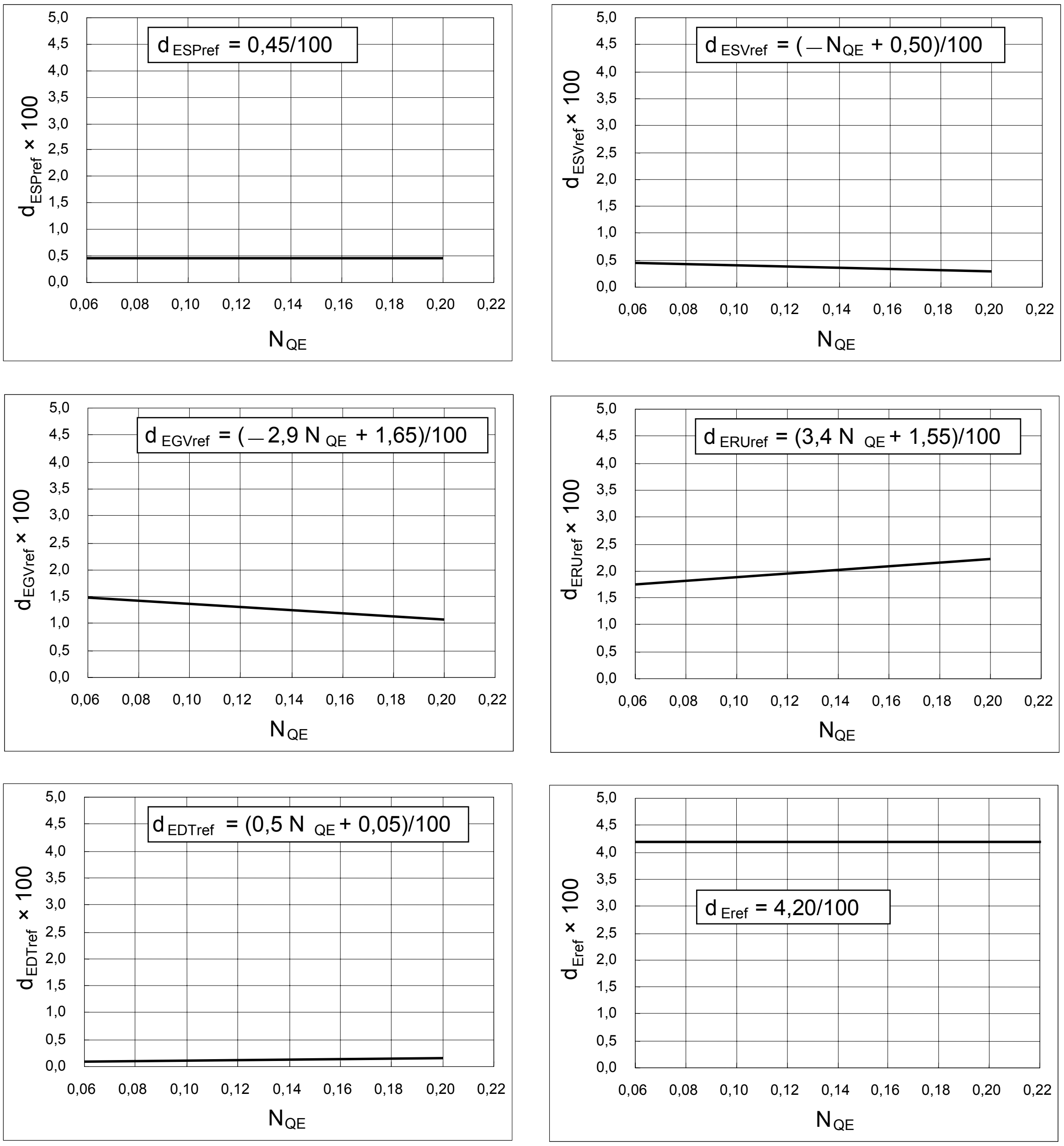
a) Mode Turbine



IEC 219/09

Figure B.11 – d_{ECOref} et d_{Eref} pour une turbine-pompe en mode turbine

b) Mode pompe



IEC 220/09

Figure B.12 – d_{ECOref} et d_{Eref} pour une turbine-pompe en mode pompe

Annexe C
(informative)

Effet d'échelle sur les pertes d'énergie hydraulique massique des machines à écoulement axial [10]

C.1 Décomposition des pertes transposables des machines à écoulement axial

Bien que l'analyse détaillée sur les pertes transposables des machines à écoulement axial ne soit pas disponible actuellement, il est supposé dans la présente norme qu'elles peuvent être traitées en deux parties, une partie concernant les aubes de roue et l'autre, toutes les parties fixes.

On applique pour la perte transposable des aubes de roue, la formule d'effet d'échelle pour une plaque plane (Equation 5). On applique pour les parties fixes, la formule pour un écoulement dans une conduite (Equation 1) de la même manière que pour les turbines à écoulement radial.

C.2 Formule d'effet d'échelle pour les aubes de roue [9]

A partir de la formule d'effet d'échelle pour une plaque plane (Equation 5), on en déduit la formule d'effet d'échelle suivante pour les aubes de roue:

$$
\begin{aligned}
\Delta_{ERU} = \frac{\Delta\eta_{ERU}}{\eta_{EM}} &= \delta_{ERUref}\left(\frac{C_{fRUM} - C_{fRUP}}{C_{fRUref}}\right) \\
&= \delta_{ERUref}\left[\frac{\left(5\times10^5\,\frac{Ra_{RUM}}{L_M} + \frac{D_M\times u_M}{L_M\times w_M}\times\frac{Re_0}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(5\times10^5\,\frac{Ra_{RUP}}{L_P} + \frac{D_P\times u_P}{L_P\times w_P}\times\frac{Re_0}{Re_P}\right)^{0,2}}{\left(\frac{D_M\times u_M}{L_M\times w_M}\right)^{0,2} + 0,25}\right] \\
&= \delta_{ERUref}\left[\frac{\left(5\times10^5\,\kappa_{uRU}\,\frac{Ra_{RUM}}{D_M} + \frac{Re_0}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(5\times10^5\,\kappa_{uRU}\,\frac{Ra_{RUP}}{D_P} + \frac{Re_0}{Re_P}\right)^{0,2}}{1 + 0,25(\kappa_{dRU}\times\kappa_{uRU})^{0,2}}\right] \\
&= d_{ERUref}\left[\left(5\times10^5\,\kappa_{uRU}\,\frac{Ra_{RUM}}{D_M} + \frac{Re_0}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(5\times10^5\,\kappa_{uRU}\,\frac{Ra_{RUP}}{D_P} + \frac{Re_0}{Re_P}\right)^{0,2}\right]
\end{aligned}
\quad (C.1)
$$

où

δ_{ERUref} perte de référence normalisée transposable pour les aubes de roue quand le nombre de Reynolds de la machine Re_M est égal au nombre de Reynolds de référence (7×10^6) ;

L longueur d'une aube de la roue ;

w vitesse relative d'écoulement en sortie de roue ;

u vitesse tangentielle des aubes de la roue ;

κ_{uRU} coefficient de vitesse d'écoulement normalisée en sortie d'aubage:

$$\kappa_{uRU} = \frac{w_M}{u_M} = \frac{w_P}{u_P}$$

κ_{dRU} coefficient dimensionnel normalisé en sortie d'aubage:

$$\kappa_{dRU} = \frac{L_M}{D_M} = \frac{L_P}{D_P}$$

d_{ERUref} coefficient de perte transposable pour les aubes de la roue:

$$d_{ERUref} = \frac{\delta_{ERUref}}{1 + 0{,}25(\kappa_{dRU} \times \kappa_{uRU})^{0{,}2}} \tag{C.2}$$

L'Equation C.1 précédente peut être transformée en Equation C.3 comme indiqué ci-dessous en introduisant le coefficient de vitesse modifié κ^*_{uRU}. Cette formule a la même forme que l'Equation 8, appliquée à tous les passages hydrauliques des machines à écoulement radial et les parties fixes des machines à écoulement axial.

$$\begin{aligned}
\Delta_{ERU} &= d_{ERUref}\left[\left(5\times10^5\,\kappa_{uRU}\frac{Ra_{RUM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(5\times10^5\,\kappa_{uRU}\frac{Ra_{RUP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}\right] \\
&= d_{ERUref}\left[\left(4\times10^5(1{,}25\times\kappa_{uRU})\frac{Ra_{RUM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(4\times10^5(1{,}25\times\kappa_{uRU})\frac{Ra_{RUP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}\right] \quad \text{(C.3)} \\
&= d_{ERUref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa^*_{uRU}\frac{Ra_{RUM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0{,}2} - \left(4\times10^5\,\kappa^*_{uRU}\frac{Ra_{RUP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0{,}2}\right]
\end{aligned}$$

où

κ^*_{uRU} coefficient de vitesse modifié pour les aubes de la roue:

$$\kappa^*_{uRU} = 1{,}25 \times \kappa_{uRU}$$

Comme on impose κ_{uRU} égal à 1,03 pour les machines à écoulement axial, κ^*_{uRU} devient comme suit:

$$\kappa^*_{uRU} = 1{,}25 \times \kappa_{uRU} = 1{,}29 \tag{C.4}$$

C.3 Formule d'effet d'échelle pour les parties fixes

A partir de la formule de l'effet d'échelle pour un écoulement dans une conduite (Equation 1), on en déduit la formule d'effet d'échelle pour obtenir Δ_E. On montre la formule dans le texte principal comme étant l'Equation 8.

En appliquant l'Equation 8 à la perte transposable des parties fixes, on introduit les deux simplifications suivantes.

1) On estime que le coefficient de vitesse d'écoulement pour représenter la vitesse d'écoulement dans toutes les parties fixes est donné par 0,8 fois le coefficient de

vitesse dans un passage du distributeur, κ_{uGV}. On estime à peu près la valeur de κ_{uGV} comme étant égal à 0,29 pour les machines de basse vitesse spécifique et 0,19 pour les machines de vitesse spécifique élevée. On peut donc simplifier dans la présente norme le fait que κ_{uGV} est égal à 0,24 pour toutes les machines à écoulement axial en prenant une valeur moyenne.

2) On peut estimer la rugosité de toutes les parties fixes comme la moyenne arithmétique de la rugosité dans le distributeur et dans l'avant-distributeur.

Alors la formule d'effet d'échelle suivante s'applique à la transposition de la perte des parties fixes.

$$\Delta_{EST} = d_{ESTref}\left[\left(4\times10^{5}\kappa_{uST}\frac{Ra_{STM}}{D_M}+\frac{7\times10^{6}}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^{5}\kappa_{uST}\frac{Ra_{STP}}{D_P}+\frac{7\times10^{6}}{Re_P}\right)^{0,2}\right] \quad (C.5)$$

où:

κ_{uST} coefficient de vitesse d'écoulement représentant les parties fixes:

$$\kappa_{uST} = 0,8\times\kappa_{uGV} \approx 0,19 \quad (C.6)$$

Ra_{ST} rugosité représentative des parties fixes:

$$Ra_{ST} = \frac{Ra_{SV}+Ra_{GV}}{2} \quad (C.7)$$

C.4 Formule d'effet d'échelle pour les autres composants du rendement

C.4.1 Rendement volumétrique

Si le jeu du labyrinthe est semblable à celui du prototype, l'effet d'échelle sur le rendement volumétrique peut être négligé et $\Delta\eta_Q$ est considéré comme égal à 0.

Puisque l'on ne connaît pas exactement l'influence d'une non similitude du jeu de labyrinthe sur η_Q, on ne peut fournir aucune formule de correction pour un jeu de labyrinthe en non similitude. Il est, par conséquent, primordial de maintenir une similitude du jeu au labyrinthe entre les turbines modèle et prototype dans la plage de tolérance donnée dans le Tableau 3.

C.4.2 Rendement de puissance (de frottement disque)

Puisque la perte par frottement disque au moyeu de roue est négligeable, $\Delta\eta_T$ est considéré comme nul.

C.5 Formule d'effet d'échelle pour le rendement hydraulique

Comme exposé ci-dessus, dans le cas de machines à écoulement axial, on considère uniquement l'effet d'échelle sur le rendement d'énergie hydraulique massique. Le montant de l'effet d'échelle sur le rendement hydraulique est ensuite obtenu par la formule suivante:

$$\frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = \frac{\eta_{EP}}{\eta_{EM}} = (1+\Delta_E) \qquad \therefore \Delta\eta_h = \Delta_E\times\eta_{hM} \text{ (voir Equation 25)}$$

Ainsi,

$$\Delta\eta_h = (\Delta_{ERU}+\Delta_{EST})\times\eta_{hM} \quad (C.8)$$

C.6 Détermination de δ_{ECOref} dans les turbines d'écoulement axial

Bien que l'analyse détaillée sur les pertes relatives d'énergie hydraulique transposables, δ_{ECOref}, ne soit pas disponible actuellement dans les machines à écoulement axial, quelques publications de référence présentent des informations générales sur ces valeurs. En se référant à l'une d'entre elles, les pertes transposables au point de rendement maximal des turbines Kaplan sont évaluées et présentées en Figure C.1 (voir Note) [7].

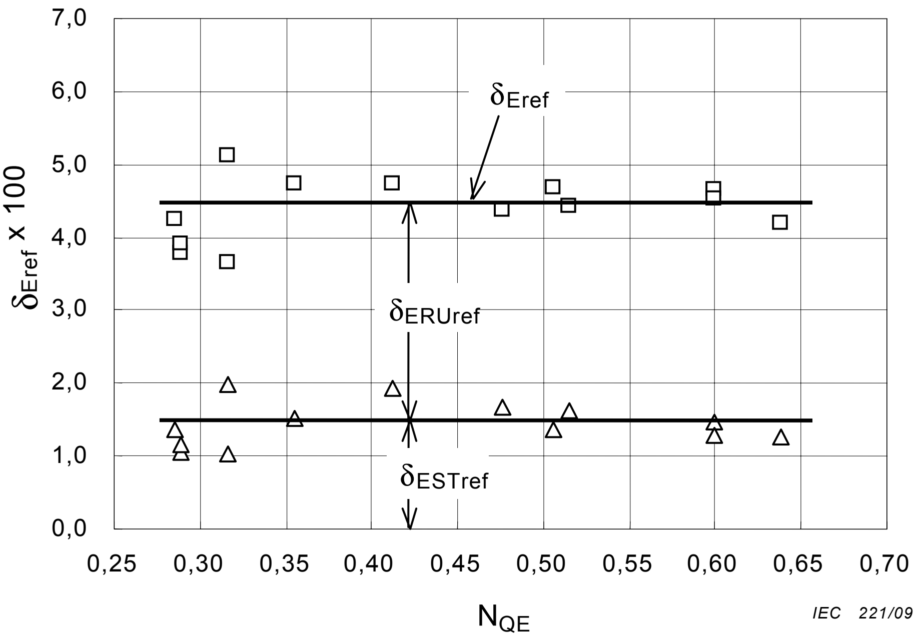


Figure C.1 – δ_{Eref} pour les turbines Kaplan

où

δ_{ESTref} perte transposable dans une partie fixe ;

δ_{ERUref} perte transposable dans les aubes de roue ;

δ_{Eref} perte totale transposable pour une machine hydraulique entière.

Comme indiqué en Figure C.1, la dépendance de δ_{ECOref} et de δ_{Eref} avec la vitesse spécifique est très secondaire. De là, on adopte dans la présente norme, pour toutes les turbines Kaplan, les valeurs constantes suivantes.

$$\delta_{ESTref} = 0,015 \qquad (C.9)$$

$$\delta_{ERUref} = 0,030 \qquad (C.10)$$

$$\delta_{Eref} = 0,045 \qquad (C.11)$$

Ces valeurs sont aussi appliquées pour les turbines à hélices (aubes fixes).

NOTE La norme JSME S008 – 1999 [7] propose trois valeurs différentes des pertes transposables pour les aubes de roue, l'aspirateur et les autres parties fixes de turbines Kaplan. Néanmoins, il est connu que sa valeur pour les parties fixes est légèrement sous-estimée. On a cependant adopté les pertes transposables modifiées à partir du JSME par une correction adéquate dans la présente norme. Elles sont regroupées en deux pertes séparées pour des aubes de roue et toutes les autres parties fixes incluant l'aspirateur.

C.7 Détermination de δ_{ECOref} pour les turbines bulbes

Pour les turbines bulbes, la perte d'énergie transposable des pales de roue est considérée comme identique à celle de turbines Kaplan, soit δ_{ERUref} = 0,030.

Pour ce qui concerne la perte d'énergie transposable des parties fixes, aucune donnée n'est actuellement disponible pour évaluer la perte par frottement dans les parties fixes de turbines bulbes. Cependant, on peut considérer que la perte par frottement dans la partie amont incluant le passage annulaire autour du bulbe est plus petite que celle de la bâche spirale d'une turbine Kaplan. Par ailleurs, on considère que la perte par frottement dans le distributeur est légèrement plus importante que celle des turbines Kaplan du fait de passages plus étroits. Actuellement, le montant exact dans le sens d'un ajout ou d'un retrait de perte par frottement par rapport à une turbine Kaplan n'est pas connu.

Dans tous les cas, on peut évaluer la perte par frottement dans la partie fixe des turbines Kaplan et bulbes à environ 1,0 – 2,0 %. Donc, si nous supposons que la soustraction et l'addition citées plus haut pourraient s'annuler l'une par rapport à l'autre, l'erreur sur δ_{ESTref} impliquée par cette hypothèse n'excéderait pas 0,5 %. Alors l'erreur probable sur le montant de l'effet d'échelle calculée à partir de δ_{ESTref} serait dans la gamme de 0,05 – 0,1 %. A partir de là, on peut considérer cette hypothèse comme acceptable.

En tenant compte de ces considérations, la présente norme prescrit que les valeurs de δ_{ECOref} et δ_{Eref} soient identiques pour les turbines bulbes et les turbines Kaplan.

C.8 Estimation du coefficient de perte d'énergie hydraulique transposable, d_{Eref}

C.8.1 Coefficient de perte transposable pour les aubes de roue

Indépendamment de la vitesse spécifique de la machine ou du nombre d'aubes de la roue, les valeurs de κ_{dRU} et κ_{uRU} sont définies approximativement au niveau du jeu en bout d'aube de roue comme suit:

$$\kappa_{dRU} = \frac{L}{D} \approx 0{,}55 \qquad \text{(C.12)}$$

$$\kappa_{uRU} = \frac{w}{u} \approx 1{,}03 \qquad \text{(C.13)}$$

Alors d_{ERU} est obtenu en utilisant l'Equation C.2

$$d_{ERUref} = \frac{\delta_{ERUref}}{1 + 0{,}25\left(\kappa_{dRU} \times \kappa_{uRU}\right)^{0{,}2}} = \frac{0{,}030}{1 + 0{,}25(0{,}55 \times 1{,}03)^{0{,}2}} \approx 0{,}024\,5 \qquad \text{(C.14)}$$

C.8.2 Coefficient de perte transposable pour les parties fixes

Il est difficile de définir κ_{dST} et κ_{uST} représentant toutes les parties fixes. Au lieu de calculer d_{ESTref} en utilisant κ_{dST} et κ_{uST}, la valeur de d_{ESTref} est évaluée en utilisant la relation entre δ_{ECOref} et d_{ECOref} pour les parties fixes de turbines à écoulement radial.

Basé sur les valeurs de δ_{ECOref} et de d_{ECOref} pour les parties fixes de turbines Francis à grande vitesse spécifique (N_{QE}=0,30) et pour les parties fixes de turbine-pompes réversibles (N_{QE} =0,20), nous pouvons obtenir le rapport $\frac{d_{EST}}{\delta_{EST}} = \frac{\sum d_{ECO}}{\sum \delta_{ECO}}$ comme indiqué dans le Tableau C.1 ci-dessous.

Tableau C.1 – Rapport $\frac{d_{EST}}{\delta_{EST}}$ pour les turbines Francis et les turbines-pompes

	FT(N_{QE}=0,30)		PT(T) (N_{QE}=0,20)		PT(P) (N_{QE}=0,20)	
	δ_E	d_E	δ_E	d_E	δ_E	d_E
SP	0,50	0,40	0,55	0,45	0,60	0,45
SV	0,14	0,10	0,31	0,25	0,36	0,30
GV	0,92	0,78	1,28	1,07	1,28	1,07
DT	0,28	0,20	0,17	0,15	0,17	0,15
ST=Σ	1,84	1,48	2,31	1,92	2,41	1,97
$\frac{d_{EST}}{\delta_{EST}}$	0,804		0,831		0,817	

La valeur moyenne de $\frac{d_{EST}}{\delta_{EST}}$ présentée ci-dessus et approximativement égale à 0,82. La valeur de d_{EST} peut alors être estimée pour les parties fixes de machines à écoulement axial comme suit:

$$d_{EST} = \delta_{EST} \times 0{,}82 = 0{,}015 \times 0{,}82 = 0{,}012\,3 \tag{C.15}$$

C.9 Résumé de la formule d'effet d'échelle pour les machines à écoulement axial

Comme expliqué en C.2, la formule d'effet d'échelle pour les aubes de roue (Equation C.3) peut être exprimée par une équation identique à l'Equation C.5 pour une partie fixe ou identique à l'Equation 8 pour des turbines à écoulement radial. Alors, l'Equation 8 peut être appliquée aussi bien aux aubes de roue qu'aux parties fixes des machines à écoulement axial.

Les paramètres pour calculer Δ_{ECO} pour les machines à écoulement axial sont donnés dans le Tableau C.2 ci-après:

Tableau C.2 – Paramètres pour obtenir Δ_{ECO} pour les machines à écoulement axial

CO	d_{ECOref}	κ_{uCO}
RU	0,024 5	1,29 *
ST	0,012 3	0,19
* La valeur marquée par * est celle définie à l'origine comme κ^*_{uRU}.		
NOTE Le coefficient de vitesse d'écoulement modifié pour les aubes de roue, κ^*_{uRU}, est exprimé ci-après comme κ_{uRU} à employer comme le symbole commun pour les machines à écoulement radial ou pour les parties fixes des machines à écoulement axial.		

La valeur de rugosité pour la partie fixe, Ra_{ST}, doit être la valeur moyenne arithmétique de celles mesurées dans le distributeur et dans l'avant-distributeur (voir Equation C.7).

Après que Δ_{ERU} et Δ_{EST} ont été obtenus par la formule ci-dessus, le montant de l'effet d'échelle sur le rendement hydraulique pour une machine entière est obtenue par l'Equation C.8.

Les valeurs de δ_{ECOref}, κ_{uCO}, κ_{dCO} et d_{ECOref} établies à l'Annexe C sont étayées par des analyses ou des données expérimentales pour les plages de vitesse spécifique de $0,25 \leq N_{QE} \leq 0,70$.

En dehors de ces plages de vitesse spécifique, les valeurs peuvent ne pas être exactes. Par conséquent, si les équations de l'effet d'échelle de la présente norme sont appliquées lors de l'évaluation d'un essai contractuel sur modèle réduit au-delà de ces plages de vitesse spécifique, un accord préalable doit être conclu entre les parties concernées.

C.10 Effet d'échelle direct pour une turbine complète

De la même façon, que pour l'effet d'échelle direct pour les machines à écoulement radial, la méthode de calcul direct de l'effet d'échelle pour une machine à écoulement axial est présentée ci-dessous.

Pour représenter la machine entière, le coefficient de vitesse d'écoulement de référence κ_{u0} et la rugosité représentative de la machine Ra_0 doivent être définis.

Comme présenté à la Figure C.1, la perte transposable de la roue est deux fois plus grande que celle des parties fixes. En considérant ceci, κ_{u0} et Ra_0 sont définis comme suit:

$$\kappa_{u0} = \frac{2\kappa_{uRU} + \kappa_{uST}}{3} = \frac{2 \times 1{,}29 + 0{,}19}{3} \approx 0{,}92 \qquad \text{(C.16)}$$

$$Ra_0 = \frac{2Ra_{RU} + Ra_{ST}}{3} \qquad \text{(C.17)}$$

Comme expliqué en B.3, si les valeurs de $\left(\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}} \frac{Ra_{COM}}{D_M}\right)$ pour toutes les composantes du modèle peuvent être considérées comme identiques et être habituellement remplacées par $\left(\frac{Ra_{0M}}{D_M}\right)$ et, de la même façon, pour celles du prototype remplacées par $\left(\frac{Ra_{0P}}{D_P}\right)$, la formule pour le calcul direct de l'effet d'échelle d'une turbine complète peut être développée comme suit:

$$\begin{aligned}\Delta_E &= \sum d_{ECOref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COM}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa_{uCO}\,\frac{Ra_{COP}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right]\\ &= \sum d_{ECOref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COM}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{\kappa_{uCO}}{\kappa_{u0}}\frac{Ra_{COP}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right]\\ &= d_{Eref}\left[\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{Ra_{0M}}{D_M}+\frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2}-\left(4\times10^5\,\kappa_{u0}\,\frac{Ra_{0P}}{D_P}+\frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right]\end{aligned} \qquad \text{(C.18)}$$

où

$$d_{Eref} = d_{ERUref} + d_{ESTref} = 0{,}036\ 8 \qquad \text{(C.19)}$$

Annexe D
(informative)

Effet d'échelle sur la perte par frottement disque

D.1 Formule du coefficient de perte de frottement par disque

Comme démontré dans l'Annexe B, une nouvelle formule explicite pour donner le coefficient de perte pour un écoulement dans une conduite, proposée par Nichtawitz, donne presque la même valeur que la formule de Colebrook implicite (voir Figure B.1). Il est raisonnable de supposer qu'une formule semblable est aussi capable de décrire le coefficient de perte de frottement par disque.

La formule du coefficient de perte générale proposée par Nichtawitz [9] est:

$$C_m = C_{m0}\left[m\left(A_T \frac{k_{ST}}{a} + \frac{Re_0}{Re_T}\right)^n + (1-m)\right] \tag{D.1}$$

Cependant, pour le cas d'un écoulement entre disques, il n'existe pas de formule d'approximation semblable à la formule Colebrook. De ce fait, la formule générale ci-dessus a été appliquée aux mesures sur modèles physiques réalisées par Fukuda [18] et d'autres [15,19]. Il a été trouvé que la meilleure adéquation avec les résultats d'essais pouvait être atteinte avec les coefficients suivants:

C_{m0}=0,001 9

Re_0=7 $\times 10^6$

A_T = 1,5 $\times 10^4$

m = 0,85

n = 0,2

où

a rayon maximum du plafond de roue ou de la ceinture de roue, le plus grand des deux (m) ;

D_d diamètre maximum de la ceinture de la roue ou du plafond de la roue, le plus grand des deux (m) ;

κ_T coefficient dimensionnel du disque $\kappa_T = \frac{2a}{D} = \frac{Dd}{D} \quad \therefore\ a = \frac{\kappa_T \times D}{2}$;

Re_T nombre de Reynolds du disque $Re_T = \frac{a^2 \times \omega}{\nu} = \frac{a^2 \times \omega}{D \times u} Re = \frac{2a^2}{D^2} Re = \frac{1}{2} \kappa_T{}^2\, Re$;

ω vitesse angulaire du disque (rad/s).

NOTE 1 Puisque la perte par frottement disque est proportionnelle au diamètre de disque élevé à la puissance 5, le plus grand diamètre du plafond ou de la ceinture de roue a une influence prépondérante sur la perte de frottement par disque. Donc, le coefficient dimensionnel pour le disque, κ_T, est défini par le plus grand diamètre du plafond ou de la ceinture de roue.

L'équation fondamentale du coefficient de perte de frottement par disque s'énonce ainsi:

$$C_m = C_{m0}\left[0{,}85\left(1{,}5\times10^4\ \frac{k_{ST}}{a}+\frac{Re_0}{Re_T}\right)^{0,2}+0{,}15\right]$$

$$= C_{m0}\left[0{,}85\left(7{,}5\times10^4\ \frac{2\times Ra_T}{\kappa_T\times D}+\frac{2}{\kappa_T{}^2}\frac{Re_0}{Re}\right)^{0,2}+0{,}15\right]$$

$$\therefore\quad C_m = C_{m0}\left[0{,}85\left(\frac{2}{\kappa_T{}^2}\right)^{0,2}\left(7{,}5\times10^4\,\kappa_T\ \frac{Ra_T}{D}+\frac{Re_0}{Re}\right)^{0,2}+0{,}15\right]$$

$$= C_{m0}\left[\left(\frac{0{,}976}{\kappa_T{}^{0,4}}\right)\left(7{,}5\times10^4\,\kappa_T\ \frac{Ra_T}{D}+\frac{Re_0}{Re}\right)^{0,2}+0{,}15\right] \tag{D.2}$$

$$= C_{m0}\left(\frac{0{,}976}{\kappa_T{}^{0,4}}\right)\left[\left(7{,}5\times10^4\,\kappa_T\ \frac{Ra_T}{D}+\frac{Re_0}{Re}\right)^{0,2}+0{,}154\kappa_T{}^{0,4}\right]$$

où

k_{ST} rugosité équivalente au sable pour le disque moyennée sur les faces de la roues et des parties fixes (m) $k_{ST} = 5\times Ra_T$;

Ra_T moyenne pondérée de la moyenne arithmétique de la rugosité de la face extérieure de la roue et de la face intérieure des parties fixes faisant face à la roue (m).

$$Ra_T = \frac{2\times Ra_{TR}+Ra_{TS}}{3} \tag{D.3}$$

Ra_{TR} moyenne arithmétique de la rugosité moyenne mesurée en périphérie extérieure au plafond et en ceinture de roue (m) ;

Ra_{TS} moyenne arithmétique de la rugosité moyenne mesurée sur les parties fixes faisant face aux points de mesure en plafond et ceinture de la roue (m).

NOTE 2 Les expériences menées par Kurokawa [3, 20] indiquent que la rugosité de la partie tournante a un effet plus dominant sur le moment de torsion de perte de frottement par disque de la roue que la rugosité de la partie fixe. L'effet de rugosité sur la perte de frottement par disque peut être représenté par la valeur moyenne pondérée de la rugosité des deux faces comme indiqué ci-dessus, Equation D.3.

D.2 Formule d'effet d'échelle pour un rendement de puissance (frottement disque)

Comme indiqué en A.2 4), la formule d'effet d'échelle pour le rendement de puissance de la roue est exprimée comme indiqué ci-dessous:

$$\Delta_T = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} = \delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM}-C_{mP}}{C_{mref}}\right) \tag{D.4}$$

Le coefficient de perte par frottement C_{mref} pour le modèle de référence avec $Ra_T \approx 0$ au nombre de Reynolds de référence $Re_{ref} = 7\times10^6$ est obtenu comme suit:

$$C_{mref} = C_{m0}\left(\frac{0{,}976}{\kappa_T{}^{0,4}}\right)\left(1+0{,}154\kappa_T{}^{0,4)}\right) \tag{D.5}$$

En remplaçant C_{mM} et C_{mP} dans l'Equation D.4 par l'Equation D.2 et C_{mref} par l'Equation D.5, on obtient,

$$\Delta_T = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_{TM}} = \delta_{Tref}\left(\frac{C_{mM} - C_{mP}}{C_{mref}}\right)$$

$$= \delta_{Tref}\left[\frac{\left(5A_T \times \kappa_T \dfrac{Ra_{TM}}{D_M} + \dfrac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(5A_T \times \kappa_T \dfrac{Ra_{TP}}{D_P} + \dfrac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}}{1 + 0{,}154\,\kappa_T{}^{0,4}}\right] \quad \text{(D.6)}$$

$$= d_{Tref}\left[\left(7{,}5\times10^4\,\kappa_T \frac{Ra_{TM}}{D_M} + \frac{7\times10^6}{Re_M}\right)^{0,2} - \left(7{,}5\times10^4\,\kappa_T \frac{Ra_{TP}}{D_P} + \frac{7\times10^6}{Re_P}\right)^{0,2}\right]$$

où

$$d_{Tref} = \frac{\delta_{Tref}}{1 + 0{,}154\,\kappa_T{}^{0,4}}.$$

D.3 Coefficient dimensionnel normalisé κ_T et coefficient de perte de frottement par disque d_{Tref}

1) Perte de référence par frottement disque δ_{Tref}

En se basant sur les études expérimentales conduites par Kurokawa [12], on peut estimer les pertes de frottement par disque pour les turbines Francis et les turbines-pompes de conception classique comme suit:

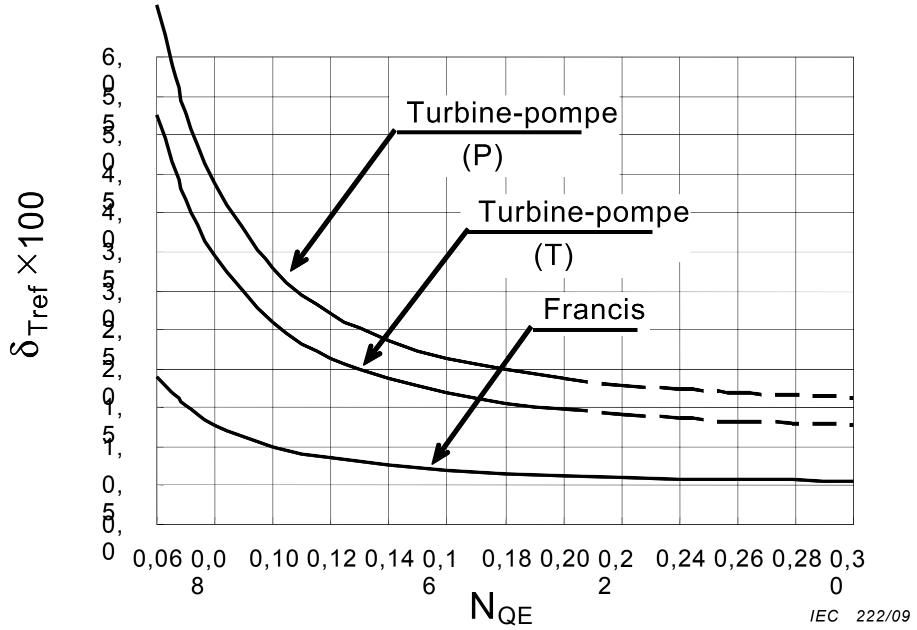


Figure D.1 – Perte de référence par frottement disque δ_{Tref}

Ces courbes sont approximativement décrites par les formules suivantes.

Turbines Francis: $$\delta_{Tref} = \frac{\left(0{,}5 + \frac{0{,}005}{N_{QE}^2}\right)}{100} \text{ pour } 0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}30 \quad \text{(D.7)}$$

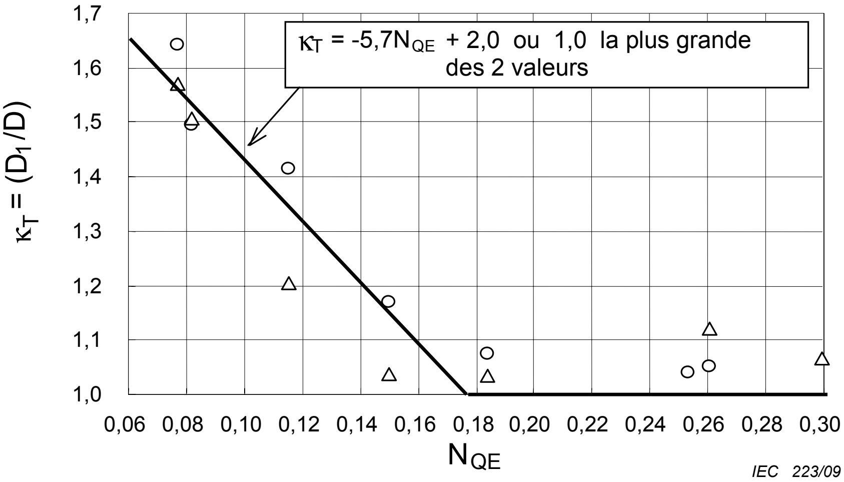
Turbines pompes (en mode turbine) (T): $$\delta_{Tref} = \frac{\left(1{,}1 + \frac{0{,}015}{N_{QE}^2}\right)}{100} \text{ pour } 0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}20 \quad \text{(D.8)}$$

Turbines pompes (en mode pompe) (P): $$\delta_{Tref} = \frac{\left(1{,}4 + \frac{0{,}019}{N_{QE}^2}\right)}{100} \text{ pour } 0{,}06 \le N_{QE} \le 0{,}20 \quad \text{(D.9)}$$

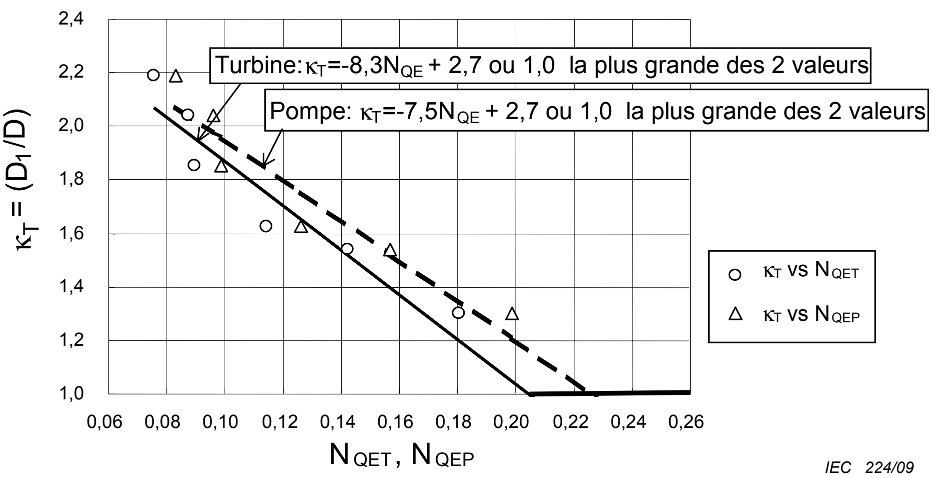
NOTE Les équations ci-dessus n'ont pas été établies grâce à des analyses ou des données expérimentales pour les plages de vitesse spécifique spécifiées pour chaque formule. Cependant, ces équations peuvent être extrapolées au-delà des plages spécifiées et être utilisées pour le calcul d'effet d'échelle de la transposition des résultats d'un essai contractuel sur modèle réduit après accord entre les parties concernées.

2) Coefficient dimensionnel du disque κ_T

Les valeurs de κ_T calculées pour quelques modèles typiques sont tracées en fonction de la vitesse spécifique et présentées ci-dessous. Par souci de simplification, les courbes de tendance sont linéarisées de façon approximative.



a) Coefficient dimensionnel κ_T pour une turbine Francis



b) Coefficient dimensionnel κ_T pour une turbine pompe (valable pour $N_{QET} = N_{QEP}$ = 0,06 – 0,20)

Figure D.2 – Coefficient dimensionnel κ_T

3) Coefficient de perte de frottement par disque d_{Tref}

En combinant δ_{Tref} et κ_T, nous pouvons obtenir les valeurs de d_{Tref} en fonction de la vitesse spécifique. Elles sont présentées en Figure D.3. Pour des raisons de simplification, elles ont été représentées approximativement par des équations hyperboliques.

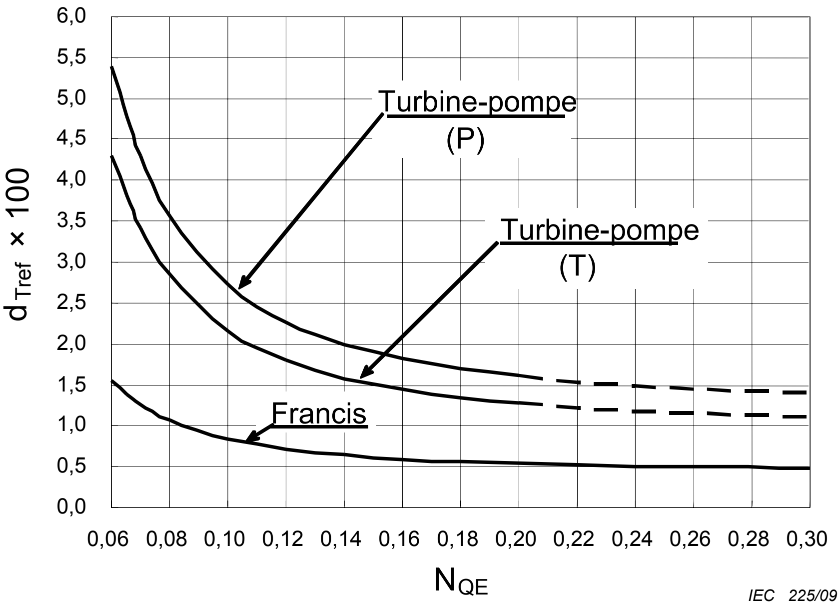


Figure D.3 – Coefficient de perte de frottement par disque d_{Tref}

Ces courbes sont décrites par les formules suivantes.

Turbines Francis: $$d_{Tref} = \frac{\left(0{,}44+{,}\dfrac{0{,}004}{N_{QE}^{\ 2}}\right)}{100} \qquad \text{pour } 0{,}06 \leq N_{QE} \leq 0{,}30 \qquad (D.10)$$

Turbines pompes (mode turbine): $$d_{Tref} = \frac{\left(0{,}97+\dfrac{0{,}012}{N_{QE}^{\ 2}}\right)}{100} \qquad \text{pour } 0{,}06 \leq N_{QE} \leq 0{,}20 \qquad (D.11)$$

Turbines pompes (mode pompe): $$d_{Tref} = \frac{\left(1{,}23+\dfrac{0{,}015}{N_{QE}^{\ 2}}\right)}{100} \qquad \text{pour } 0{,}06 \leq N_{QE} \leq 0{,}20 \qquad (D.12)$$

NOTE Les équations ci-dessus n'ont pas été établies grâce à des analyses ou des données expérimentales pour les plages de vitesse spécifique spécifiées pour chaque formule. Cependant, ces équations peuvent être extrapolées au-delà des plages spécifiées et être utilisées pour le calcul d'effet d'échelle de la transposition des résultats d'un essai contractuel sur modèle après accord entre les parties concernées.

Annexe E
(informative)

Évaluation des pertes par fuite dans le cas de labyrinthes non homologues

E.1 Coefficient de perte du labyrinthe de roue

Dans le texte principal de la norme, on donne seulement l'effet d'échelle pour un labyrinthe en similitude ($\Delta\eta_Q = 0$). Cependant, en raison de la difficulté de fabriquer le modèle ou de contraintes structurelles dues à l'installation de capteurs, par exemple, la conception des labyrinthes du modèle ne peut souvent pas respecter l'exigence dans le Tableau 3. Dans ce cas, la procédure donnée dans la présente annexe peut être employée pour évaluer le rendement volumétrique du prototype après accord entre les parties concernées.

On introduit un coefficient de perte adimensionnel équivalent du labyrinthe, K, défini par la formule suivante:

$$K = \left[\sum_i \left(\frac{\zeta_{ki}}{A_i^2}\right) + \sum_j \left(\frac{\zeta_{fj}}{A_j^2}\right)\right] \times D^4$$
$$\propto \left[\zeta_{k1}\left(\frac{1}{R_1 \times c}\right)^2 + \zeta_{k2}\left(\frac{1}{R_2 \times c}\right)^2 + \sum_j \left[\zeta_{ksj}\left(\frac{1}{R_{sj} \times c}\right)^2\right] + \sum_j \left[\zeta_{fj}\left(\frac{1}{R_{fj} \times c}\right)^2\right]\right] \times D^4 \quad \text{(E.1)}$$

où

ζ coefficient de perte $\zeta = \dfrac{E}{(q/A)^2/2}$

q débit de fuite à travers le labyrinthe concerné

NOTE Ce n'est pas le débit total de fuite à travers les 2 labyrinthes des flasques supérieur et inférieur.

A section transversale du jeu au niveau du jeu au labyrinthe

R rayon au labyrinthe

c jeu radial du labyrinthe

i représente 1, 2 ou s

j numéro des peignes/chicanes ou des jeux aux labyrinthes

en indice:

k perte cinétique

f perte par frottement ou valeur de chaque jeu pour chaque labyrinthe

1 valeurs en entrée du labyrinthe

2 valeurs en sortie du labyrinthe

s valeurs à un peigne ou une chicane intermédiaire

Quand le coefficient de perte K est calculé par la formule plus haut, les coefficients de perte ζ sont définis comme suit dans la présente norme:

$$\left.\begin{array}{ll}
\text{Perte en entrée du labyrinthe:} & \zeta_{k1} = 0{,}5 \\
\text{Perte en sortie du labyrinthe:} & \zeta_{k2} = 1{,}0 \\
\text{Peigne ou chicane intermédiaire:} & \zeta_{ks} = 1{,}0 \\
\text{Perte par frottement: } \zeta_f = \lambda_c \dfrac{L}{2\,c} &
\end{array}\right\} \qquad \text{(E.2)}$$

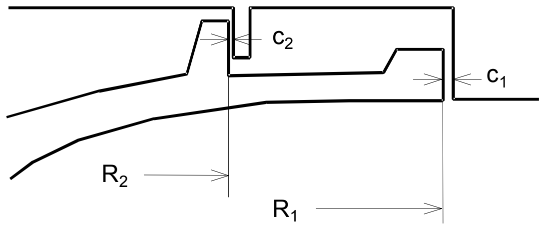
où

λ_c coefficient de perte par frottement $\lambda_c = 0{,}04$

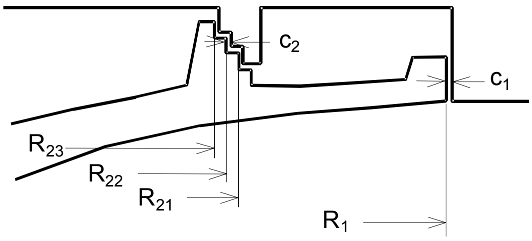
NOTE l'effet d'échelle sur λ_c est négligé.

L longueur de chaque jeu au labyrinthe

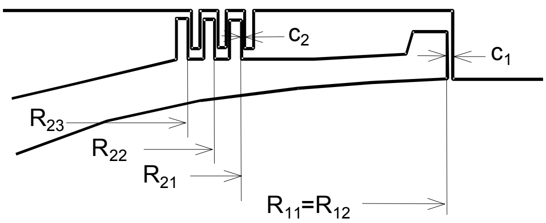
Quelques exemples typiques de conception de labyrinthe de roue sont illustrés au plafond en Figure E.1 et en ceinture en Figure E.2.



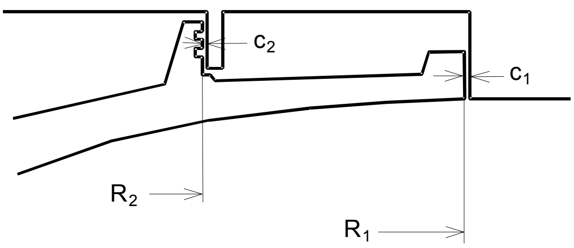
$$K_{plafond} \approx (\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2})\left[\left(\frac{1}{R_1 c_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{R_2 c_2}\right)^2\right] \times D^4$$



$$K_{plafond} \approx \left[\begin{array}{l}(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2})\left(\frac{1}{R_1 c_1}\right)^2 + (\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{ks})\left(\frac{1}{R_{21} c_2}\right)^2 \\ \quad + (\zeta_f + \zeta_{ks})\left(\frac{1}{R_{22} c_2}\right)^2 + (\zeta_f + \zeta_{k2})\left(\frac{1}{R_{23} c_2}\right)^2\end{array}\right] \times D^4$$



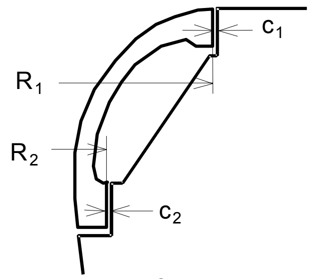
$$K_{plafond} \approx \left[\begin{array}{l}(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2})\left(\frac{1}{R_1 c_1}\right)^2 + (\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{ks})\left(\frac{1}{R_{21} c_2}\right)^2 \\ \quad + (\zeta_f + \zeta_{ks})\left(\frac{1}{R_{22} c_2}\right)^2 + (\zeta_f + \zeta_{k2})\left(\frac{1}{R_{23}\, c_2}\right)^2\end{array}\right] \times D^4$$



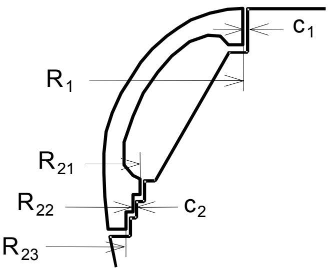
$$K_{plafond} \approx \left[(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2})\left(\frac{1}{R_1 c_1}\right)^2 + \left(\zeta_{k1} + 2\zeta_{ks} + \sum_3 \zeta_f + \zeta_{k2}\right)\left(\frac{1}{R_2 c_2}\right)^2\right] \times D^4$$

IEC 226/09

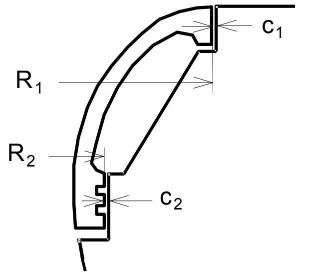
Figure E.1 – Exemples de conception typique de labyrinthes de roue (coté plafond)



$$K_{ceinture} \approx \left[\left(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2}\right)\left(\frac{1}{R_1 c_1}\right)^2 + \left(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2}\right)\left(\frac{1}{R_2 c_2}\right)^2 \right] \times D^4$$



$$K_{ceinture} \approx \left[\begin{array}{l} \left(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2}\right)\left(\frac{1}{R_1 c_1}\right)^2 + \left(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{ks}\right)\left(\frac{1}{R_{21} c_2}\right)^2 \\ \quad + \left(\zeta_f + \zeta_{ks}\right)\left(\frac{1}{R_{22} c_2}\right)^2 + \left(\zeta_f + \zeta_{k2}\right)\left(\frac{1}{R_{23} c_2}\right)^2 \end{array} \right] \times D^4$$



$$K_{ceinture} \approx \left[\left(\zeta_{k1} + \zeta_f + \zeta_{k2}\right)\left(\frac{1}{R_1 c_1}\right)^2 + \left(\zeta_{k1} + 2\zeta_{ks} + \sum_3 \zeta_f + \zeta_{k2}\right)\left(\frac{1}{R_2 c_2}\right)^2 \right] \times D^4$$

IEC 227/09

Figure E.2 – Exemples de conception typique de labyrinthes de roue (coté ceinture)

La valeur du coefficient de perte K donnée par l'équation Equation E.1 est calculée individuellement pour des labyrinthes extérieurs ou intérieurs respectivement du coté du plafond de roue et du coté de la ceinture de roue. Le coefficient de perte totale K pour la machine entière est calculé par l'équation suivante:

$$K = \frac{K_c \times K_b}{\left(\sqrt{K_c} + \sqrt{K_b}\right)^2} \qquad \text{(E.3)}$$

où

K_c somme des coefficients de perte adimensionnels pour les labyrinthes en plafond de roue ;

K_b somme des coefficients de perte adimensionnels pour les labyrinthes en ceinture de roue ;

K coefficient de perte adimensionnel représentatif de la machine complète.

NOTE L'Equation E.3 est déduite en supposant que la pression différentielle à travers les labyrinthes de roue des deux flasques supérieure et inférieure est identique. Ceci ne tient aucun compte de l'homogénéité de pression dans l'espace situé entre la roue et la partie stationnaire et, aussi, la hauteur de perte dans les trous d'équilibrage ou les tuyaux égaliseurs.

Si les valeurs de la pression différentielle à travers les labyrinthes de roue des deux flasques ne sont pas identiques, cette équation n'est pas applicable. Dans un tel cas, une analyse détaillée est requise.

E.2 Formule générale pour obtenir $\Delta\eta_Q$ pour des labyrinthes non homologues

En employant les coefficients de perte représentatifs pour le modèle et le prototype, on peut écrire une formule générale pour $\Delta_Q = \dfrac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}}$ comme suit (voir A.2. 3)):

$$\left.\begin{aligned}
&\text{Pour une turbine: } \Delta_Q = \frac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}} = \frac{\eta_{QP}}{\eta_{QM}}\left(1-\eta_{QM}\right)\left[1-\left(\frac{\zeta_{kM}+\zeta_{fM}}{\zeta_{kP}+\zeta_{fP}}\right)^{0,5}\right] \cong \left(1-\eta_{QM}\right)\left[1-\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5}\right]\\
&\text{Pour une pompe: } \Delta_Q = \frac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}} = \left(1-\eta_{QM}\right)\left[1-\left(\frac{\zeta_{kM}+\zeta_{fM}}{\zeta_{kP}+\zeta_{fP}}\right)^{0,5}\right] \cong \left(1-\eta_{QM}\right)\left[1-\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5}\right]
\end{aligned}\right\} \quad \text{(E.4)}$$

où

K_M coefficient de perte représentatif pour le modèle ;

K_P coefficient de perte représentatif pour le prototype.

Dans l'équation ci-dessus, η_{QM} est considéré égal à 0,99 dans la présente norme.

E.3 Évaluation de l'effet d'échelle dans le cas d'un labyrinthe droit en similitude

Dans le cas d'un labyrinthe en similitude avec une conception de jeu droit,

$$\frac{D_M^2}{A_{iM}} \equiv \frac{D_M^2}{A_{aveM}} \equiv \frac{D_P^2}{A_{iP}} \equiv \frac{D_P^2}{A_{aveP}}$$

alors,

$$\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5} = \left[\frac{\sum_i\left(\dfrac{\zeta_{kiM}}{A_{iM}^2}\right)+\dfrac{\zeta_{fM}}{A_{aveM}^2}}{\sum_i\left(\dfrac{\zeta_{kiP}}{A_{iP}^2}\right)+\dfrac{\zeta_{fP}}{A_{aveP}^2}}\right]^{0,5}\left(\frac{D_M}{D_P}\right)^2 = \left(\frac{\sum_i \zeta_{kiM}+\zeta_{fM}}{\sum_i \zeta_{kiP}+\zeta_{fP}}\right)^{0,5}$$

Pour une conception de labyrinthe droit normal, $\left(\zeta_f \big/ \sum \zeta_{ki}\right) \approx 0,5 \cdots 1,5$

Si l'effet d'échelle sur ζ_f est considéré,

$\left(\mathrm{Re_P}/\mathrm{Re_M}\right) \approx 5 \cdots 40$ (pour une condition d'essai modèle habituelle),

alors ceci entraînera: $\left(\zeta_{fP}/\zeta_{fM}\right) \approx \left(\mathrm{Re_P}/\mathrm{Re_M}\right)^{-0,2} \approx (5 \cdots 40)^{-0,2} \approx 0,5 \cdots 0,7$.

Comme la perte cinétique est non transposable, $\sum \zeta_{kiP} = \sum \zeta_{kiM}$.

Ainsi, dans le cas d'un labyrinthe droit en similitude, si l'effet d'échelle sur ζ_f est considéré:

$$\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5} = \left(\frac{\sum \zeta_{kiM} + \zeta_{fM}}{\sum \zeta_{kiP} + \zeta_{fP}}\right)^{0,5} = \left[\frac{\sum \zeta_{kiM} + \zeta_{fM}}{\sum \zeta_{kiM} + \zeta_{fM}\left(\zeta_{fP}/\zeta_{fM}\right)}\right]^{0,5}$$
$$\cong \left[\frac{1+(0,5 \cdots 1,5)}{1+(0,5 \cdots 1,5)(0,5 \cdots 0,7)}\right]^{0,5} \cong \left[\left(\frac{1,5}{1,25 \cdots 1,35}\right) \cdots \left(\frac{2,5}{1,75 \cdots 2,05}\right)\right]^{0,5}$$
$$\cong (1,11 \cdots 1,43)^{0,5} \cong 1,05 \cdots 1,20$$

Puisque $\left(1-\eta_Q\right) \cong 0,01$, $\Delta\eta$ pour un labyrinthe droit en similitude peut être estimé comme suit:

$$\Delta_Q = \frac{\Delta\eta_Q}{\eta_{Qm}} = \left(1-\eta_{QM}\right)\left[1-\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5}\right]$$
$$\cong 0,01 \times \left[1-(1,05 \cdots 1,20)\right] = -(0,000\,5 \cdots 0,002\,0)$$

ou

$$\Delta\eta_Q = -(0,05 \cdots 0,20)\ \%$$

Pour simplifier, cette grandeur est considérée comme égale à "0 %" dans la présente norme.

E.4 Labyrinthe droit ne respectant pas la similitude du jeu radial

Comme exemple, on présente le cas où les rayons des jeux sont en similitude mais pas les jeux radiaux aux labyrinthes. Alors,

$$\frac{D_M}{R_{iM}} = \frac{D_M}{R_{aveM}} = \frac{D_P}{R_{iP}} = \frac{D_P}{R_{aveP}} \tag{E.5}$$

Le terme $\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5}$ apparu dans l'Equation E.4 peut alors s'écrire:

$$\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5} = \left[\frac{\dfrac{\zeta_{k1}}{(R_{1M}c_M)^2} + \dfrac{\zeta_{k2}}{(R_{2M}c_M)^2} + j\times\dfrac{\zeta_{ks}}{(R_{sM}c_M)^2} + \dfrac{\zeta_f}{(R_{aveM}c_M)^2}}{\dfrac{\zeta_{k1}}{(R_{1P}c_P)^2} + \dfrac{\zeta_{k2}}{(R_{2P}c_P)^2} + j\times\dfrac{\zeta_{ks}}{(R_{sP}c_P)^2} + \dfrac{\zeta_f}{(R_{aveP}c_P)^2}}\right]^{0,5} \left(\frac{D_M}{D_P}\right)^2$$

$$= \left[\frac{\dfrac{\zeta_{k1}D_M^2}{R_{1M}^2} + \dfrac{\zeta_{k2}D_M^2}{R_{2M}^2} + j\times\dfrac{\zeta_{ks}D_M^2}{R_{sM}^2} + \dfrac{\zeta_f D_M^2}{R_{aveM}^2}}{\dfrac{\zeta_{k1}D_P^2}{R_{1P}^2} + \dfrac{\zeta_{k2}D_P^2}{R_{2P}^2} + j\times\dfrac{\zeta_{ks}D_P^2}{R_{sP}^2} + \dfrac{\zeta_f D_P^2}{R_{aveP}^2}}\right] \left(\frac{D_M/c_M}{D_P/c_P}\right) \tag{E.6}$$

Avec l’Equation E.5, le numérateur du rapport pour le modèle et le dénominateur du rapport pour le prototype entre les crochets de l’Equation E.6 deviennent semblables. Alors l’équation ci-dessus se simplifie de la manière suivante:

$$\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5} = \frac{c_P/D_P}{c_M/D_M} \tag{E.7}$$

Ce qui implique,

$$\Delta_Q = \frac{\Delta\eta_Q}{\eta_{QM}} = (1-\eta_{QM})\left[1-\left(\frac{K_M}{K_P}\right)^{0,5}\right] \approx 0{,}01\times\left[1-\frac{(c_P/D_P)}{(c_M/D_M)}\right] \tag{E.8}$$

Par conséquent, si le jeu radial au labyrinthe du prototype est relativement plus petit comparé à celui du modèle, le rendement volumétrique du prototype devient alors plus élevé que celui du modèle.

Bibliographie

[1] CEI 60193:1999, *Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines – Essais de réception sur modèle*

[2] Ida, T., *Analysis of Scale Effects on Performance Characteristics of Hydraulic Turbines* (*Part 1: Scale Formulae of Hydraulic Performance and Loss Distribution Coefficients in Model Francis Turbines and Pump-turbines*), J. Hyd. Research, 1989, vol. 27, no. 6, p. 809

[3] Kurokawa, J., et al., *Roughness Effects on the Flow along an Enclosed Rotating Disk*, Bull. JSME, 1978, vol. 21, no. 162, p. 1725

[4] Nichtawitz, A., *Discussion on Step-up Procedures in Hydraulic Machines*, Proc. IAHR Symposium - Beijing, 1994, p. 841

[5] Ida, T., *New Formulae for Scaling-up Hydraulic Efficiency of Hydraulic Turbines*, J. Hyd. Research, 1995, vol. 33, no. 2, p. 147

[6] Nichtawitz, A., *Further Development of Step-up Formula Considering Surface Roughness*, Proc. IAHR Symposium - Valencia, 1996, p. 342

[7] JSME S-008, *Performance Conversion Method for Hydraulic Turbines and Pump-turbines*, 1999

[8] Tanaka, H. et al., *New Scale Effect Formula Being Studied for Future IEC Code*, Proc. (CD-ROM), IAHR Symposium – Charlottes, 2000

[9] Nichtawitz, A. et al., *Derivation of Formulae for Future IEC Code on Scale Effects*, Proc. AHR Symposium – Stockholm, 2004, vol. A, A12-2

[10] Tanaka, H. et al., *Scale Effect Formula for Future IEC Code - Its Theoretical background and Features -* , Proc. IAHR Symposium – Stockholm, 2004, vol. A, A12-1

[11] Schlichting, H., *Boundary Layer Theory*, McGraw Hill, 1979, 7th ed., p. 623

[12] Kurokawa, J. et al., *Accurate Determination of Volumetric and Mechanical Efficiencies and Leakage Behavior of Francis Turbine and Francis Pump-turbine*, Proc. IAHR Symposium - Beijing, 1994, vol. 2, p. 889

[13] Robertson, J. M. et al., *Turbulent Flow in Rough Pipes*, I & EC Fundamentals, 1968, vol. 7, no. 2, p. 253

[14] Akaike, S., et al., *Fully Developed Turbulent Flow in Two Dimensional Channel with Rough Wall*, Proc. 10th Conf. on Fluid machinery, Budapest, 1995, p. 21

[15] Daily, J. W. et al., *Chamber Dimension Effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks*, Trans. ASME, Ser. D, 1960,vol. 82, no. 1, p. 217

[16] Idelchik, I. E., *Handbook of Hydraulic Resistance*, Springer-Verlag, 1986, 2nd ed.

[17] Henry, P., *Influence de la Rugosite sur le Rendament d'un Modele Reduit de Turbine Francis*, Proc. IAHR Symposium – Tokyo, 1980, vol. 1, p. 677

[18] Fukuda, H., *The Effects of Runner Surface Roughness on the Performance of a Francis Turbine*, Bull. JSME, 1964, vol. 7, no. 26, p. 346

[19] Nece, R. E. et al., *Roughness Effects on Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks*, Trans. ASME, Ser. D, 1960, vol. 82, no. 3, p. 553

[20] Kurokawa, J. et al., *Axial Thrust, Leakage Loss and Disk Friction Torque of Radial Flow Turbomachinery*, Proc. Pumps and Turbines Conf. (NEL, Glasgow), 1976, vol. 1, p. 1

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

3, rue de Varembé
PO Box 131
CH-1211 Geneva 20
Switzerland

Tel: + 41 22 919 02 11
Fax: + 41 22 919 03 00
info@iec.ch
www.iec.ch