

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

**Industrial-process control valves –
Part 2-1: Flow-capacity – Sizing equations for fluid flow under installed
conditions**

**Vannes de régulation des processus industriels –
Partie 2-1: Capacité d'écoulement – Equations de dimensionnement pour
l'écoulement des fluides dans les conditions d'installation**



THIS PUBLICATION IS COPYRIGHT PROTECTED

Copyright © 1998 IEC, Geneva, Switzerland

All rights reserved. Unless otherwise specified, no part of this publication may be reproduced or utilized in any form or by any means, electronic or mechanical, including photocopying and microfilm, without permission in writing from either IEC or IEC's member National Committee in the country of the requester.

If you have any questions about IEC copyright or have an enquiry about obtaining additional rights to this publication, please contact the address below or your local IEC member National Committee for further information.

Droits de reproduction réservés. Sauf indication contraire, aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photocopie et les microfilms, sans l'accord écrit de la CEI ou du Comité national de la CEI du pays du demandeur.

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

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

About the IEC

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

About IEC publications

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

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

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 It also gives information on projects, withdrawn and replaced publications.

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

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

- Electropedia: www.electropedia.org

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

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

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

Email: csc@iec.ch

Tel.: +41 22 919 02 11

Fax: +41 22 919 03 00

A propos de la CEI

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

A propos des publications CEI

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

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

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

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

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

- Electropedia: www.electropedia.org

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

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

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

Email: csc@iec.ch

Tél.: +41 22 919 02 11

Fax: +41 22 919 03 00

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE

**Industrial-process control valves –
Part 2-1: Flow-capacity – Sizing equations for fluid flow under installed
conditions**

**Vannes de régulation des processus industriels –
Partie 2-1: Capacité d'écoulement – Equations de dimensionnement pour
l'écoulement des fluides dans les conditions d'installation**

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

COMMISSION
ELECTROTECHNIQUE
INTERNATIONALE

PRICE CODE
CODE PRIX



ICS 23.060.40; 25.040.40

ISBN 2-8318-4751-6

SOMMAIRE

	Pages
AVANT-PROPOS	4
Articles	
1 Domaine d'application	6
2 Références normatives.....	6
3 Définitions.....	8
4 Installation	8
5 Symboles	10
6 Equations de dimensionnement pour fluides incompressibles	12
7 Equations de dimensionnement pour fluides compressibles	16
8 Détermination des facteurs de correction.....	20
 Annexe A (informative) Calcul du coefficient de correction générique de vanne F_d	 48
Annexe B (informative) Organigramme de dimensionnement des vannes de régulation	58
Annexe C (informative) Constantes physiques	66
Annexe D (informative) Exemples de calculs de dimensionnement.....	68
Annexe E (informative) Bibliographie	90

CONTENTS

	Page
FOREWORD	5
Clause	
1 Scope	7
2 Normative references	7
3 Definitions	9
4 Installation	9
5 Symbols	11
6 Sizing equations for incompressible fluids	13
7 Sizing equations for compressible fluids	17
8 Determination of correction factors	21
 Annex A (informative) Derivation of valve style modifier F_d	49
Annex B (informative) Control valve sizing flow charts	59
Annex C (informative) Physical constants	67
Annex D (informative) Examples of sizing calculations	69
Annex E (informative) Bibliography	91

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

Partie 2-1: Capacité d'écoulement – Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides dans les conditions d'installation

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 60534-2-1 a été établie par le sous-comité 65B: Dispositifs, du comité d'études 65 de la CEI: Mesure et commande dans les processus industriels.

La CEI 60534-2-1 annule et remplace la première édition de la CEI 60534-2, publiée en 1978, et de la CEI 60534-2-2, publiée en 1980, qui couvraient respectivement les fluides incompressibles et compressibles.

La CEI 60534-2-1 couvre les équations de dimensionnement à la fois des fluides compressibles et incompressibles.

La présente version bilingue, publiée en 1999-03, correspond à la version anglaise.

Le texte anglais de cette norme est basé sur les documents 65B/347/FDIS et 65B/357/RVD. Le rapport de vote 65B/357/RVD donne toute information sur le vote ayant abouti à l'approbation de cette norme.

La version française de cette norme n'a pas été soumise au vote.

Les annexes A, B, C, D et E sont données uniquement à titre d'information.

Le contenu du corrigendum de février 2000 a été pris en considération dans cet exemplaire.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –**Part 2-1: Flow capacity – Sizing equations for fluid flow
under installed conditions****FOREWORD**

- 1) The International Electrotechnical Commission (IEC) is a worldwide organization for standardization comprising all national electrotechnical committees (IEC National Committees). The object of IEC is to promote international co-operation on all questions concerning standardization in the electrical and electronic fields. To this end and in addition to other activities, IEC publishes International Standards, Technical Specifications, Technical Reports, Publicly Available Specifications (PAS) and Guides (hereafter referred to as "IEC Publication(s)"). Their preparation is entrusted to technical committees; any IEC National Committee interested in the subject dealt with may participate in this preparatory work. International, governmental and non-governmental organizations liaising with the IEC also participate in this preparation. IEC collaborates closely with the International Organization for Standardization (ISO) in accordance with conditions determined by agreement between the two organizations.
- 2) The formal decisions or agreements of IEC on technical matters express, as nearly as possible, an international consensus of opinion on the relevant subjects since each technical committee has representation from all interested IEC National Committees.
- 3) IEC Publications have the form of recommendations for international use and are accepted by IEC National Committees in that sense. While all reasonable efforts are made to ensure that the technical content of IEC Publications is accurate, IEC cannot be held responsible for the way in which they are used or for any misinterpretation by any end user.
- 4) In order to promote international uniformity, IEC National Committees undertake to apply IEC Publications transparently to the maximum extent possible in their national and regional publications. Any divergence between any IEC Publication and the corresponding national or regional publication shall be clearly indicated in the latter.
- 5) IEC 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 60534-2-1 has been prepared by subcommittee 65B: Devices, of IEC technical committee 65: Industrial-process measurement and control.

IEC 60534-2-1 cancels and replaces the first edition of both IEC 60534-2, published in 1978, and IEC 60534-2-2, published in 1980, which covered incompressible and compressible fluid flow, respectively.

IEC 60534-2-1 covers sizing equations for both incompressible and compressible fluid flow.

This bilingual version, published in 1999-03, corresponds to the English version.

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

FDIS	Report on voting
65B/347/FDIS	65B/357/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.

Annexes A, B, C, D and E are for information only.

The contents of the corrigendum of February 2000 have been included in this copy.

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

Partie 2-1: Capacité d'écoulement – Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides dans les conditions d'installation

1 Domaine d'application

La présente partie de la CEI 60534 comprend des équations permettant de prédire le débit de fluides compressibles et incompressibles dans les vannes de régulation.

Les équations relatives aux fluides incompressibles sont fondées sur l'équation de Bernoulli pour les fluides newtoniens incompressibles. Elles ne sont pas destinées à être utilisées pour des fluides non newtoniens, des mélanges de fluides, des boues ou des systèmes de transport de particules solides en suspension dans un liquide.

Aux très basses valeurs du rapport de la pression différentielle à la pression absolue d'entrée ($\Delta p/p_1$), les fluides compressibles se comportent de manière analogue aux fluides incompressibles. Dans de telles conditions, les équations de dimensionnement pour les fluides compressibles peuvent être déduites de celles de l'équation de base de Bernoulli pour les fluides newtoniens incompressibles. Cependant, des valeurs croissantes de $\Delta p/p_1$ provoquent des effets de compressibilité qui nécessitent de modifier l'équation de base en y introduisant des facteurs de correction appropriés. Les équations présentées s'appliquent aux gaz ou aux vapeurs, mais ne conviennent pas pour les fluides multiphasiques tels que les mélanges gaz-liquide, vapeur-liquide ou gaz-solide.

Pour les fluides compressibles, la présente partie de la CEI 60534 est valable pour les vannes telles que $x_T \leq 0,84$ (voir tableau 2). Pour les vannes avec $x_T > 0,84$ (par exemple certaines vannes multi-étagées), on peut s'attendre à une plus grande imprécision sur la prédiction du débit.

Une précision raisonnable ne peut être assurée que pour les vannes de régulation telles que $K_V/d^2 < 0,04$ ($C_V/d^2 < 0,047$).

2 Références normatives

Les documents normatifs suivants contiennent des dispositions qui, par suite de la référence qui y est faite, constituent des dispositions valables pour la présente partie de la CEI 60534. Pour les références datées, les amendements ultérieurs ou les révisions de ces publications ne s'appliquent pas. Toutefois, les parties prenantes aux accords fondés sur la présente partie de la CEI 60534 sont invitées à rechercher la possibilité d'appliquer les éditions les plus récentes des documents normatifs indiqués ci-après. Pour les références non datées, la dernière édition du document normatif en référence s'applique. Les membres de la CEI et de l'ISO possèdent le registre des Normes internationales en vigueur.

CEI 60534-1:1987, *Vannes de régulation des processus industriels – Première partie: Terminologie des vannes de régulation et considérations générales*

IEC 60534-2-3:1997, *Vannes de régulation des processus industriels – Partie 2: Capacité d'écoulement – Section 3: Procédures d'essai*

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –

Part 2-1: Flow capacity – Sizing equations for fluid flow under installed conditions

1 Scope

This part of IEC 60534 includes equations for predicting the flow of compressible and incompressible fluids through control valves.

The equations for incompressible flow are based on standard hydrodynamic equations for Newtonian incompressible fluids. They are not intended for use when non-Newtonian fluids, fluid mixtures, slurries or liquid-solid conveyance systems are encountered.

At very low ratios of pressure differential to absolute inlet pressure ($\Delta p/p_1$), compressible fluids behave similarly to incompressible fluids. Under such conditions, the sizing equations for compressible flow can be traced to the standard hydrodynamic equations for Newtonian incompressible fluids. However, increasing values of $\Delta p/p_1$ result in compressibility effects which require that the basic equations be modified by appropriate correction factors. The equations for compressible fluids are for use with gas or vapour and are not intended for use with multiphase streams such as gas-liquid, vapour-liquid or gas-solid mixtures.

For compressible fluid applications, this part of IEC 60534 is valid for valves with $x_T \leq 0,84$ (see table 2). For valves with $x_T > 0,84$ (e.g. some multistage valves), greater inaccuracy of flow prediction can be expected.

Reasonable accuracy can only be maintained for control valves if $K_v/d^2 < 0,04$ ($C_v/d^2 < 0,047$).

2 Normative references

The following normative documents contain provisions which, through reference in this text, constitute provisions of this part of IEC 60534. For dated references, subsequent amendments to, or revisions of, any of these publications do not apply. However, parties to agreements based on this part of IEC 60534 are encouraged to investigate the possibility of applying the most recent editions of the normative documents indicated below. For undated references, the latest edition of the normative document referred to applies. Members of IEC and ISO maintain registers of currently valid International Standards.

IEC 60534-1:1987, *Industrial-process control valves – Part 1: Control valve terminology and general considerations*

IEC 60534-2-3:1997, *Industrial-process control valves – Part 2: Flow capacity – Section 3: Test procedures*

3 Définitions

Pour les besoins de la présente partie de la CEI 60534, les définitions données dans la CEI 60534-1 sont applicables ainsi que la définition suivante:

3.1

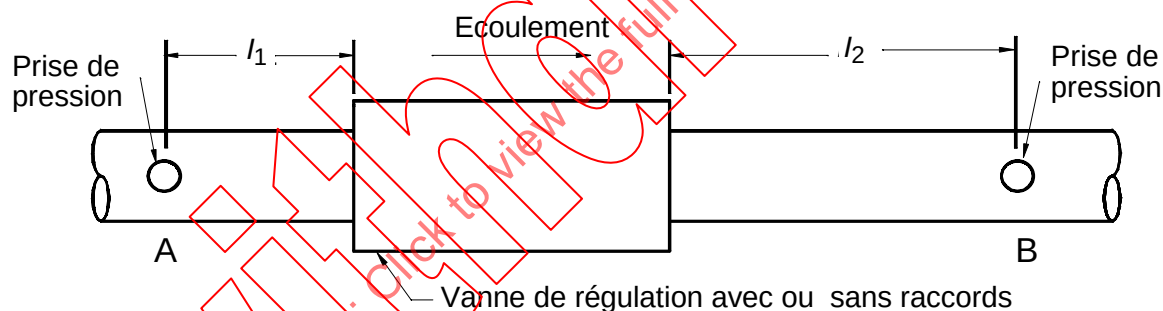
coefficient de correction générique de vanne F_d

rapport entre le diamètre hydraulique d'un chemin d'écoulement unique et le diamètre d'un orifice circulaire de section équivalente à la somme des sections de tous les chemins d'écoulement identiques, à une course donnée. Il convient que ce coefficient soit indiqué par le fabricant en fonction de la course. Voir l'annexe A

4 Installation

Dans beaucoup d'applications industrielles, des réducteurs ou autres raccords sont fixés aux vannes de régulation. L'effet de ces types de raccords sur le coefficient de débit nominal de la vanne peut être notable. Un facteur correctif est introduit pour tenir compte de cet effet. Des facteurs supplémentaires sont introduits pour tenir compte des caractéristiques du fluide qui influencent la capacité d'écoulement d'une vanne de régulation.

Dans le dimensionnement des vannes de régulation, en utilisant les relations présentées ci-après, les coefficients de débits calculés sont supposés inclure toutes les pertes de charge entre les points A et B disposés comme le montre la figure 1.



IEC 588/99

$l_1 = 2 \times \text{diamètre nominal de la tuyauterie}$

$l_2 = 6 \times \text{diamètre nominal de la tuyauterie}$

Figure 1 – Section de tuyauterie de référence pour dimensionnement

3 Definitions

For the purpose of this part of IEC 60534, definitions given in IEC 60534-1 apply with the addition of the following:

3.1

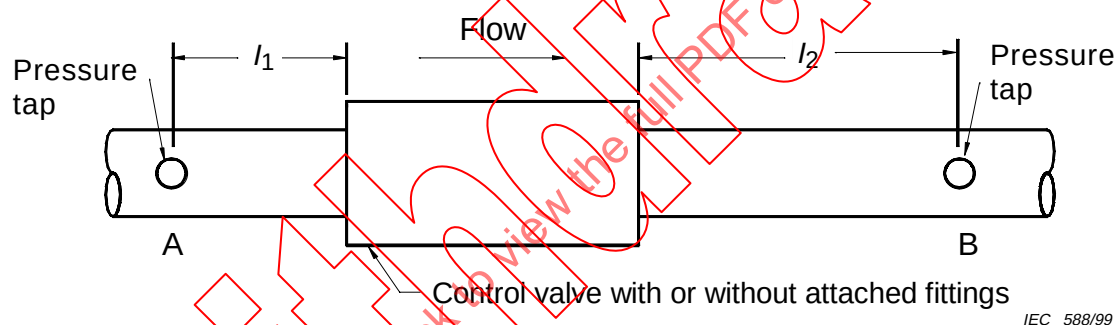
valve style modifier F_d

the ratio of the hydraulic diameter of a single flow passage to the diameter of a circular orifice, the area of which is equivalent to the sum of areas of all identical flow passages at a given travel. It should be stated by the manufacturer as a function of travel. See annex A

4 Installation

In many industrial applications, reducers or other fittings are attached to the control valves. The effect of these types of fittings on the nominal flow coefficient of the control valve can be significant. A correction factor is introduced to account for this effect. Additional factors are introduced to take account of the fluid property characteristics that influence the flow capacity of a control valve.

In sizing control valves, using the relationships presented herein, the flow coefficients calculated are assumed to include all head losses between points A and B, as shown in figure 1.



IEC 588/99

l_1 = two nominal pipe diameters

l_2 = six nominal pipe diameters

Figure 1 – Reference pipe section for sizing

5 Symboles

Symboles	Description	Unités
C	Coefficient de débit (K_v , C_v)	Diverses (voir CEI 60534-1) (voir note 4)
C_i	Coefficient de débit supposé, pour calcul itératif	Diverses (voir CEI 60534-1) (voir note 4)
d	Dimension nominale de la vanne	mm
D	Diamètre intérieur de la tuyauterie	mm
D_1	Diamètre intérieur de la tuyauterie amont	mm
D_2	Diamètre intérieur de la tuyauterie aval	mm
D_o	Diamètre de l'orifice	mm
F_d	Coefficient de correction générique de vanne (voir annexe A)	1 (voir note 4)
F_F	Facteur de rapport de pression critique du liquide	1
F_L	Facteur de récupération de pression du liquide dans une vanne de régulation sans raccords adjacents	1 (voir note 4)
F_{LP}	Facteur combiné de récupération de pression du liquide et de géométrie de la tuyauterie d'une vanne de régulation avec raccords adjacents	1 (voir note 4)
F_P	Facteur de géométrie de la tuyauterie	1
F_R	Facteur du nombre de Reynolds	1
F_γ	Facteur de correction correspondant au rapport des chaleurs massiques	1
M	Masse moléculaire du fluide en mouvement	kg/kmol
N	Constantes numériques (voir tableau 1)	Diverses (voir note 1)
p_1	Pression statique absolue d'entrée mesurée au point A (voir figure 1)	kPa ou bar (voir note 2)
p_2	Pression statique absolue de sortie mesurée au point B (voir figure 1)	kPa ou bar
p_c	Pression thermodynamique critique absolue	kPa ou bar
p_r	Pression réduite (p_1/p_c)	1
p_v	Pression de vapeur absolue du liquide à la température d'entrée	kPa ou bar
Δp	Pression différentielle entre les prises de pression amont et aval ($p_1 - p_2$)	kPa ou bar
Q	Débit volumétrique (voir note 5)	m ³ /h
Re_v	Nombre de Reynolds de la vanne	1
T_1	Température absolue d'entrée	K
T_c	Température absolue critique, ou sens thermodynamique	K
T_r	Température réduite (T_1/T_c)	1
t_s	Température absolue de référence pour mètre cube standard	K
W	Débit massique	kg/h
x	Rapport de la pression différentielle à la pression absolue d'entrée ($\Delta p/p_1$)	1
x_T	Facteur de rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation sans raccords adjacents, à débit engorgé	1 (voir note 4)
x_{TP}	Facteur de rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation avec raccords adjacents, à débit engorgé	1 (voir note 4)

5 Symbols

Symbol	Description	Unit
C	Flow coefficient (K_v , C_v)	Various (see IEC 60534-1) (see note 4)
C_i	Assumed flow coefficient for iterative purposes	Various (see IEC 60534-1) (see note 4)
d	Nominal valve size	mm
D	Internal diameter of the piping	mm
D_1	Internal diameter of upstream piping	mm
D_2	Internal diameter of downstream piping	mm
D_o	Orifice diameter	mm
F_d	Valve style modifier (see annex A)	1 (see note 4)
F_F	Liquid critical pressure ratio factor	1
F_L	Liquid pressure recovery factor of a control valve without attached fittings	1 (see note 4)
F_{LP}	Combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor of a control valve with attached fittings	1 (see note 4)
F_P	Piping geometry factor	1
F_R	Reynolds number factor	1
F_γ	Specific heat ratio factor	1
M	Molecular mass of flowing fluid	kg/kmol
N	Numerical constants (see table 1)	Various (see note 1)
p_1	Inlet absolute static pressure measured at point A (see figure 1)	kPa or bar (see note 2)
p_2	Outlet absolute static pressure measured at point B (see figure 1)	kPa or bar
p_c	Absolute thermodynamic critical pressure	kPa or bar
p_r	Reduced pressure (p_1/p_c)	1
p_v	Absolute vapour pressure of the liquid at inlet temperature	kPa or bar
Δp	Differential pressure between upstream and downstream pressure taps ($p_1 - p_2$)	kPa or bar
Q	Volumetric flow rate (see note 5)	m ³ /h
Re_v	Valve Reynolds number	1
T_1	Inlet absolute temperature	K
T_c	Absolute thermodynamic critical temperature	K
T_r	Reduced temperature (T_1/T_c)	1
t_s	Absolute reference temperature for standard cubic metre	K
W	Mass flow rate	kg/h
x	Ratio of pressure differential to inlet absolute pressure ($\Delta p/p_1$)	1
x_T	Pressure differential ratio factor of a control valve without attached fittings at choked flow	1 (see note 4)
x_{TP}	Pressure differential ratio factor of a control valve with attached fittings at choked flow	1 (see note 4)

Symboles	Description	Unités
Y	Facteur de détente	1
Z	Facteur de compressibilité	1
ν	Viscosité cinématique	m ² /s (voir note 3)
ρ_1	Masse volumique du fluide à p_1 et T_1	kg/m ³
ρ_1/ρ_0	Densité relative ($\rho_1/\rho_0 = 1,0$ pour l'eau à 15 °C)	1
γ	Rapport des chaleurs massiques	1
ζ	Coefficient de perte de charge d'un réducteur, d'un divergent ou d'un autre raccord adjacent à une vanne de régulation ou organe de détente	1
ζ_1	Coefficient de perte de charge dynamique du raccord amont	1
ζ_2	Coefficient de perte de charge dynamique du raccord aval	1
ζ_{B1}	Coefficient de Bernoulli à l'entrée	1
ζ_{B2}	Coefficient de Bernoulli à la sortie	1

NOTE 1 – Pour déterminer les unités des constantes numériques, on peut effectuer l'analyse dimensionnelle des équations appropriées en se servant des unités données au tableau 1.

NOTE 2 – 1 bar = 10² kPa = 10⁵ Pa

NOTE 3 – 1 centistoke = 10⁻⁶ m²/s

NOTE 4 – Ces valeurs varient en fonction de la course. Elles seront indiquées par le fabricant.

NOTE 5 – Les débits volumétriques en mètres cubes par heure, identifiés par le symbole Q , se réfèrent aux conditions normalisées. Le mètre cube standard est pris à 1 013,25 mbar et à 273 K ou 288 K (voir tableau 1).

6 Equations de dimensionnement pour fluides incompressibles

Les équations énumérées ci-dessous établissent les relations entre les débits, les coefficients de débit, les facteurs de l'installation concernée et les conditions de service appropriées applicables aux vannes de régulation véhiculant des fluides incompressibles. Les coefficients de débit peuvent être calculés en utilisant l'équation appropriée parmi celles proposées. Un organigramme de dimensionnement est donné à l'annexe B pour les fluides incompressibles.

6.1 Ecoulement turbulent

Les équations du débit d'un liquide newtonien à travers une vanne de régulation, lorsque cette vanne fonctionne dans des conditions de non-engorgement, sont dérivées de la formule de base donnée dans la CEI 60534-1.

6.1.1 Ecoulement turbulent non engorgé

6.1.1.1 Ecoulement turbulent non engorgé sans raccords adjacents

$$\left[\text{Applicable si } \Delta p < F_L^2 (p_1 - F_F \times p_v) \right]$$

Le coefficient de débit doit être déterminé comme suit:

$$C = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{\Delta p}} \quad (1)$$

NOTE 1 – La constante numérique N_1 dépend des unités utilisées dans l'équation générale de dimensionnement et du type de coefficient de débit: K_v ou C_v .

NOTE 2 – Un exemple de dimensionnement d'une vanne sans raccords adjacents en régime turbulent non engorgé est donné à l'annexe D.

Symbol	Description	Unit
Y	Expansion factor	1
Z	Compressibility factor	1
ν	Kinematic viscosity	m ² /s (see note 3)
ρ_1	Density of fluid at p_1 and T_1	kg/m ³
ρ_1/ρ_0	Relative density ($\rho_1/\rho_0 = 1,0$ for water at 15 °C)	1
γ	Specific heat ratio	1
ζ	Velocity head loss coefficient of a reducer, expander or other fitting attached to a control valve or valve trim	1
ζ_1	Upstream velocity head loss coefficient of fitting	1
ζ_2	Downstream velocity head loss coefficient of fitting	1
ζ_{B1}	Inlet Bernoulli coefficient	1
ζ_{B2}	Outlet Bernoulli coefficient	1

NOTE 1 – To determine the units for the numerical constants, dimensional analysis may be performed on the appropriate equations using the units given in table 1.

NOTE 2 – 1 bar = 10² kPa = 10⁵ Pa

NOTE 3 – 1 centistoke = 10⁻⁶ m²/s

NOTE 4 – These values are travel-related and should be stated by the manufacturer.

NOTE 5 – Volumetric flow rates in cubic metres per hour, identified by the symbol Q , refer to standard conditions. The standard cubic metre is taken at 1 013,25 mbar and either 273 K or 288 K (see table 1).

6 Sizing equations for incompressible fluids

The equations listed below identify the relationships between flow rates, flow coefficients, related installation factors, and pertinent service conditions for control valves handling incompressible fluids. Flow coefficients may be calculated using the appropriate equation selected from the ones given below. A sizing flow chart for incompressible fluids is given in annex B.

6.1 Turbulent flow

The equations for the flow rate of a Newtonian liquid through a control valve when operating under non-choked flow conditions are derived from the basic formula as given in IEC 60534-1.

6.1.1 Non-choked turbulent flow

6.1.1.1 Non-choked turbulent flow without attached fittings

$$\left[\text{Applicable if } \Delta p < F_L^2 (p_1 - F_F \times p_v) \right]$$

The flow coefficient shall be determined by

$$C = \frac{Q}{N_1 \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{\Delta p}}} \quad (1)$$

NOTE 1 – The numerical constant N_1 depends on the units used in the general sizing equation and the type of flow coefficient: K_v or C_v .

NOTE 2 – An example of sizing a valve with non-choked turbulent flow without attached fittings is given in annex D.

6.1.1.2 Ecoulement turbulent non engorgé avec raccords adjacents

$$\left\{ \text{Applicable si } \Delta p < \left[(F_{LP} / F_P)^2 (p_1 - F_F \times p_v) \right] \right\}$$

Le coefficient de débit doit être déterminé comme suit:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_P} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{\Delta p}} \quad (2)$$

NOTE – Voir 8.1 pour le facteur de géométrie de la tuyauterie F_P .

6.1.2 Ecoulement turbulent engorgé

Le débit maximal qui passe dans une vanne de régulation dans des conditions d'écoulement engorgé doit être calculé à partir des équations suivantes.

6.1.2.1 Ecoulement turbulent engorgé sans raccords adjacents

$$\left[\text{Applicable si } \Delta p \geq F_L^2 (p_1 - F_F \times p_v) \right]$$

Le coefficient de débit doit être déterminé comme suit:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_L} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{p_1 - F_F \times p_v}} \quad (3)$$

NOTE – Un exemple de dimensionnement d'une vanne en régime engorgé sans raccords adjacents est donné à l'annexe D.

6.1.2.2 Ecoulement turbulent engorgé avec raccords adjacents

$$\left[\text{Applicable si } \Delta p \geq (F_{LP} / F_P)^2 (p_1 - F_F \times p_v) \right]$$

L'équation suivante doit être utilisée pour le calcul du coefficient de débit:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_{LP}} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{p_1 - F_F \times p_v}} \quad (4)$$

6.2 Ecoulement non turbulent (laminaire et intermédiaire)

Les équations du débit d'un liquide newtonien à travers une vanne de régulation fonctionnant en régime non turbulent sont dérivées de la formule de base donnée dans la CEI 60534-1. Cette équation est applicable si $Re_v < 10\,000$ (voir équation (28)).

6.2.1 Ecoulement non turbulent sans raccords adjacents

Le coefficient de débit doit être calculé comme suit:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_R} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{\Delta p}} \quad (5)$$

6.1.1.2 Non-choked turbulent flow with attached fittings

$$\left\{ \text{Applicable if } \Delta p < \left[(F_{LP} / F_P)^2 (p_1 - F_F \times p_v) \right] \right\}$$

The flow coefficient shall be determined as follows:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_P} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_o}{\Delta p}} \quad (2)$$

NOTE – Refer to 8.1 for the piping geometry factor F_P .

6.1.2 Choked turbulent flow

The maximum rate at which flow will pass through a control valve at choked flow conditions shall be calculated from the following equations.

6.1.2.1 Choked turbulent flow without attached fittings

$$\left[\text{Applicable if } \Delta p \geq F_L^2 (p_1 - F_F \times p_v) \right]$$

The flow coefficient shall be determined as follows:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_L} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_o}{p_1 - F_F \times p_v}} \quad (3)$$

NOTE – An example of sizing a valve with choked flow without attached fittings is given in annex D.

6.1.2.2 Choked turbulent flow with attached fittings

$$\left[\text{Applicable if } \Delta p \geq (F_{LP} / F_P)^2 (p_1 - F_F \times p_v) \right]$$

The following equation shall be used to calculate the flow coefficient:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_{LP}} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_o}{p_1 - F_F \times p_v}} \quad (4)$$

6.2 Non-turbulent (laminar and transitional) flow

The equations for the flow rate of a Newtonian liquid through a control valve when operating under non-turbulent flow conditions are derived from the basic formula as given in IEC 60534-1. This equation is applicable if $Re_v < 10\,000$ (see equation (28)).

6.2.1 Non-turbulent flow without attached fittings

The flow coefficient shall be calculated as follows:

$$C = \frac{Q}{N_1 F_R} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_o}{\Delta p}} \quad (5)$$

6.2.2 Ecoulement non turbulent avec raccords adjacents

En régime non turbulent, l'effet des raccords accolés ou d'autres éléments altérant l'écoulement est inconnu. Bien qu'on ne dispose pas de renseignement sur le comportement des vannes de régulation installées avec des raccords adjacents en régime laminaire et intermédiaire, il est conseillé d'utiliser dans ce cas les équations correspondant à des vannes de même diamètre que la tuyauterie pour le calcul de facteur F_R . Il devrait en résulter des valeurs du coefficient de débit conservatrices car la turbulence supplémentaire créée par les raccords adjacents repousse plus loin l'émergence du régime laminaire. En conséquence, cette approche tend à augmenter la valeur respective du facteur F_R pour un nombre de Reynolds donné.

7 Equations de dimensionnement pour fluides compressibles

Les équations énumérées ci-dessous établissent les relations entre les débits, les coefficients de débit, les facteurs de l'installation concernée et les conditions de service appropriées applicables aux vannes de régulation véhiculant des fluides compressibles. Les débits des fluides compressibles peuvent être exprimés soit en unités de masse, soit en unités de volume; c'est pourquoi il est nécessaire de donner les équations pour les deux cas. Les coefficients de débit peuvent être calculés en utilisant les équations appropriées choisies parmi les équations suivantes. Un organigramme de dimensionnement pour fluides compressibles est donné à l'annexe B.

7.1 Ecoulement turbulent

7.1.1 Ecoulement turbulent non engorgé

7.1.1.1 Ecoulement turbulent non engorgé sans raccords adjacents

[Applicable si $x < F_Y x_T$]

Le coefficient de débit doit être calculé en utilisant l'une des équations suivantes:

$$C = \frac{W}{N_6 Y \sqrt{x p_1 \rho_1}} \quad (6)$$

$$C = \frac{W}{N_8 p_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{x M}} \quad (7)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \quad (8)$$

NOTE 1 – Voir 8.5 pour les détails du facteur de détente Y .

NOTE 2 – Voir l'annexe C pour les valeurs de M .

7.1.1.2 Ecoulement turbulent non engorgé avec raccords adjacents

[Applicable si $x < F_Y x_{TP}$]

Le coefficient de débit doit être calculé en utilisant l'une des équations suivantes:

$$C = \frac{W}{N_6 F_P Y \sqrt{x p_1 \rho_1}} \quad (9)$$

6.2.2 Non-turbulent flow with attached fittings

For non-turbulent flow, the effect of close-coupled reducers or other flow-disturbing fittings is unknown. While there is no information on the laminar or transitional flow behaviour of control valves installed between pipe reducers, the user of such valves is advised to utilize the appropriate equations for line-sized valves in the calculation of the F_R factor. This should result in conservative flow coefficients, since additional turbulence created by reducers and expanders will further delay the onset of laminar flow. Therefore, it will tend to increase the respective F_R factor for a given valve Reynolds number.

7 Sizing equations for compressible fluids

The equations listed below identify the relationships between flow rates, flow coefficients, related installation factors and pertinent service conditions for control valves handling compressible fluids. Flow rates for compressible fluids may be encountered in either mass or volume units and thus equations are necessary to handle both situations. Flow coefficients may be calculated using the appropriate equations selected from the following. A sizing flow chart for compressible fluids is given in annex B.

7.1 Turbulent flow

7.1.1 Non-choked turbulent flow

7.1.1.1 Non-choked turbulent flow without attached fittings

[Applicable if $x < F_Y x_T$]

The flow coefficient shall be calculated using one of the following equations:

$$C = \frac{W}{N_6 Y \sqrt{x p_1 \rho_1}} \quad (6)$$

$$C = \frac{W}{N_8 p_1 Y \sqrt{\frac{T_1 Z}{x M}}} \quad (7)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 p_1 Y \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}}} \quad (8)$$

NOTE 1 – Refer to 8.5 for details of the expansion factor Y .

NOTE 2 – See annex C for values of M .

7.1.1.2 Non-choked turbulent flow with attached fittings

[Applicable if $x < F_Y x_{TP}$]

The flow coefficient shall be determined from one of the following equations:

$$C = \frac{W}{N_6 F_P Y \sqrt{x p_1 \rho_1}} \quad (9)$$

$$C = \frac{W}{N_8 F_P p_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{x M}} \quad (10)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 F_P p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \quad (11)$$

NOTE 1 – Voir 8.1 pour le facteur de géométrie de la tuyauterie F_P .

NOTE 2 – Un exemple de dimensionnement d'une vanne en écoulement turbulent non engorgé avec raccords adjacents est donné à l'annexe D.

7.1.2 Écoulement turbulent engorgé

Le débit maximal qui passe dans une vanne de régulation en régime engorgé doit être calculé comme suit.

7.1.2.1 Écoulement turbulent engorgé sans raccords adjacents

[Applicable si $x \geq F_Y x_T$]

Le coefficient de débit doit être calculé à partir d'une des équations suivantes:

$$C = \frac{W}{0,667 N_6 \sqrt{F_Y x_T p_1 p_1}} \quad (12)$$

$$C = \frac{W}{0,667 N_8 p_1 \sqrt{F_Y x_T M}} \sqrt{\frac{T_1 Z}{x}} \quad (13)$$

$$C = \frac{Q}{0,667 N_9 p_1 \sqrt{F_Y x_T}} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \quad (14)$$

7.1.2.2 Écoulement turbulent engorgé avec raccords adjacents

[Applicable si $x \geq F_Y x_{TP}$]

Le coefficient de débit doit être calculé à partir d'une des équations suivantes:

$$C = \frac{W}{0,667 N_6 F_P \sqrt{F_Y x_{TP} p_1 p_1}} \quad (15)$$

$$C = \frac{W}{0,667 N_8 F_P p_1 \sqrt{F_Y x_{TP} M}} \sqrt{\frac{T_1 Z}{x}} \quad (16)$$

$$C = \frac{Q}{0,667 N_9 F_P p_1 \sqrt{F_Y x_{TP}}} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \quad (17)$$

$$C = \frac{W}{N_8 F_P p_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{x M}} \quad (10)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 F_P p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \quad (11)$$

NOTE 1 – Refer to 8.1 for the piping geometry factor F_P .

NOTE 2 – An example of sizing a valve with non-choked turbulent flow with attached fittings is given in annex D.

7.1.2 Choked turbulent flow

The maximum rate at which flow will pass through a control valve at choked flow conditions shall be calculated as follows.

7.1.2.1 Choked turbulent flow without attached fittings

[Applicable if $x \geq F_Y x_T$]

The flow coefficient shall be calculated from one of the following equations:

$$C = \frac{W}{0,667 N_6 \sqrt{F_Y x_T p_1 p_1}} \quad (12)$$

$$C = \frac{W}{0,667 N_8 p_1 \sqrt{F_Y x_T M}} \sqrt{\frac{T_1 Z}{x}} \quad (13)$$

$$C = \frac{Q}{0,667 N_9 p_1 \sqrt{F_Y x_T}} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \quad (14)$$

7.1.2.2 Choked turbulent flow with attached fittings

[Applicable if $x \geq F_Y x_{TP}$]

The flow coefficient shall be determined using one of the following equations:

$$C = \frac{W}{0,667 N_6 F_P \sqrt{F_Y x_{TP} p_1 p_1}} \quad (15)$$

$$C = \frac{W}{0,667 N_8 F_P p_1 \sqrt{F_Y x_{TP} M}} \sqrt{\frac{T_1 Z}{x}} \quad (16)$$

$$C = \frac{Q}{0,667 N_9 F_P p_1 \sqrt{F_Y x_{TP}}} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \quad (17)$$

7.2 Écoulement non turbulent (laminaire et intermédiaire)

Les équations du débit d'un fluide newtonien à travers une vanne de régulation fonctionnant en régime non turbulent sont dérivées de la formule de base donnée dans la CEI 60534-1. Ces équations sont applicables si $Re_v < 10\,000$ (voir équation (28)). Dans le présent paragraphe, la correction de masse volumique du gaz est donnée par $(p_1 + p_2)/2$ en raison de la détente non isentropique.

7.2.1 Écoulement non turbulent sans raccords adjacents

Le coefficient de débit doit être calculé à partir d'une des équations suivantes:

$$C = \frac{W}{N_{27} F_R} \sqrt{\frac{T_1}{\Delta p (p_1 + p_2) M}} \quad (18)$$

$$C = \frac{Q}{N_{22} F_R} \sqrt{\frac{M T_1}{\Delta p (p_1 + p_2)}} \quad (19)$$

NOTE – Un exemple de dimensionnement d'une vanne à équipement interne à petit débit est donné à l'annexe D.

7.2.2 Écoulement non turbulent avec raccords adjacents

En régime non turbulent, l'effet de raccords accolés ou d'autres éléments altérant l'écoulement est inconnu. Bien qu'on ne dispose pas de renseignement sur le comportement des vannes de régulation installées avec des raccords adjacents en régime laminaire et intermédiaire, il est conseillé d'utiliser dans ce cas les équations correspondant à des vannes de même diamètre que la tuyauterie pour le calcul de facteur F_R . Il devrait en résulter des valeurs du coefficient de débit conservatrices car la turbulence supplémentaire créée par les raccords adjacents repousse plus loin l'émergence du régime laminaire. En conséquence, cette approche tend à augmenter la valeur respective du facteur F_R pour un nombre de Reynolds donné.

8 Détermination des facteurs de correction

8.1 Facteur F_P de géométrie de la tuyauterie

Le facteur F_P de géométrie de la tuyauterie est nécessaire pour tenir compte des raccords installés en amont et/ou en aval d'un corps de vanne de régulation. Le facteur F_P est le rapport du débit dans une vanne de régulation installée avec des raccords adjacents au débit qui passerait si la même vanne de régulation était installée sans raccords adjacents et essayée dans des conditions identiques de débit non engorgé dans l'un et l'autre cas (voir figure 1). Pour satisfaire à un écart maximal admissible de $\pm 5\%$, le facteur F_P doit être déterminé par essai dans les conditions précisées dans la CEI 60534-2-3.

Lorsqu'il est permis de se servir de valeurs estimées, l'équation suivante doit être utilisée:

$$F_P = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \left(\frac{C_i}{d^2} \right)^2}} \quad (20)$$

Dans cette équation, le facteur $\sum \zeta$ est la somme algébrique de tous les coefficients de perte de charge dynamique réelle de tous les raccords adjacents à la vanne de régulation. Le coefficient de perte de charge dynamique de la vanne de régulation elle-même n'est pas inclus.

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2} \quad (21)$$

7.2 Non-turbulent (laminar and transitional) flow

The equations for the flow rate of a Newtonian fluid through a control valve when operating under non-turbulent flow conditions are derived from the basic formula as given in IEC 60534-1. These equations are applicable if $Re_v < 10\,000$ (see equation (28)). In this subclause, the density correction of the gas is given by $(p_1 + p_2)/2$ due to non-isentropic expansion.

7.2.1 Non-turbulent flow without attached fittings

The flow coefficient shall be calculated from one of the following equations:

$$C = \frac{W}{N_{27} F_R} \sqrt{\frac{T_1}{\Delta p (p_1 + p_2) M}} \quad (18)$$

$$C = \frac{Q}{N_{22} F_R} \sqrt{\frac{M T_1}{\Delta p (p_1 + p_2)}} \quad (19)$$

NOTE – An example of sizing a valve with small flow trim is given in annex D.

7.2.2 Non-turbulent flow with attached fittings

For non-turbulent flow, the effect of close-coupled reducers or other flow-disturbing fittings is unknown. While there is no information on the laminar or transitional flow behaviour of control valves installed between pipe reducers, the user of such valves is advised to utilize the appropriate equations for line-sized valves in the calculation of the F_R factor. This should result in conservative flow coefficients since additional turbulence created by reducers and expanders will further delay the onset of laminar flow. Therefore, it will tend to increase the respective F_R factor for a given valve Reynolds number.

8 Determination of correction factors

8.1 Piping geometry factor F_P

The piping geometry factor F_P is necessary to account for fittings attached upstream and/or downstream to a control valve body. The F_P factor is the ratio of the flow rate through a control valve installed with attached fittings to the flow rate that would result if the control valve was installed without attached fittings and tested under identical conditions which will not produce choked flow in either installation (see figure 1). To meet the accuracy of the F_P factor of $\pm 5\%$, the F_P factor shall be determined by test in accordance with IEC 60534-2-3.

When estimated values are permissible, the following equation shall be used:

$$F_P = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \left(\frac{C_i}{d^2} \right)^2}} \quad (20)$$

In this equation, the factor $\sum \zeta$ is the algebraic sum of all of the effective velocity head loss coefficients of all fittings attached to the control valve. The velocity head loss coefficient of the control valve itself is not included.

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2} \quad (21)$$

Dans les cas où les diamètres des tuyauteries, en amont et en aval de la vanne de régulation, sont différents, les coefficients ζ_B sont calculés comme suit:

$$\zeta_B = 1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \quad (22)$$

Si les raccords à l'entrée et à la sortie sont constitués par des réducteurs concentriques de longueur réduite, disponibles commercialement, les coefficients ζ_1 et ζ_2 peuvent être estimés approximativement comme suit:

Réducteur d'entrée:
$$\zeta_1 = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^2 \right]^2 \quad (23)$$

Réducteur de sortie (divergent):
$$\zeta_2 = 10 \left[1 - \left(\frac{d}{D_2} \right)^2 \right]^2 \quad (24)$$

Réducteurs d'entrée et de sortie de même dimension:
$$\zeta_1 + \zeta_2 = 15 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2 \quad (25)$$

Les valeurs de F_P calculées avec les facteurs ζ ci-dessus conduisent généralement au choix de vannes de régulation de capacités légèrement supérieures à celles qui sont nécessaires. Un calcul par itération est nécessaire. Procéder en calculant le coefficient de débit C en régime turbulent non engorgé.

NOTE – Les équations relatives aux écoulements engorgés et celles faisant intervenir F_P ne sont pas applicables.

Ensuite, poser C_i comme suit

$$C_i = 13 C \quad (26)$$

A partir de C_i donné par l'équation (26), déterminer F_P dans l'équation (20). Si les raccords d'entrée et de sortie sont de même dimension, F_P peut aussi être déterminé à partir de la figure 2. Déterminer ensuite si

$$\frac{C}{F_P} \leq C_i \quad (27)$$

Si la condition de l'équation (27) est satisfaite, utiliser le C_i posé par l'équation (26). Si la condition de l'équation (27) n'est pas satisfaite, alors répéter la procédure ci-dessus en augmentant encore C_i de 30 %. Cela peut nécessiter plusieurs itérations, jusqu'à ce que la condition requise par l'équation (27) soit remplie. Une méthode itérative convenant mieux au calcul par ordinateur est donnée à l'annexe B.

Pour une approximation graphique de F_P , se reporter aux figures 2a et 2b.

8.2 Facteur F_R du nombre de Reynolds

Lorsque, par suite d'une faible pression différentielle, d'un fluide de haute viscosité, d'un coefficient de débit très petit ou de la combinaison de ces conditions, il s'établit dans une vanne de régulation un régime d'écoulement non turbulent, il y a lieu d'introduire le facteur F_R du nombre de Reynolds.

Le facteur F_R est déterminé en divisant le débit obtenu en régime d'écoulement non turbulent par le débit mesuré en régime d'écoulement turbulent dans les mêmes conditions d'installation.

In cases where the piping diameters approaching and leaving the control valve are different, the ζ_B coefficients are calculated as follows:

$$\zeta_B = 1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \quad (22)$$

If the inlet and outlet fittings are short-length, commercially available, concentric reducers, the ζ_1 and ζ_2 coefficients may be approximated as follows:

Inlet reducer:
$$\zeta_1 = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^2 \right]^2 \quad (23)$$

Outlet reducer (expander):
$$\zeta_2 = 10 \left[1 - \left(\frac{d}{D_2} \right)^2 \right]^2 \quad (24)$$

Inlet and outlet reducers of equal size:
$$\zeta_1 + \zeta_2 = 15 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2 \quad (25)$$

The F_P values calculated with the above ζ factors generally lead to the selection of valve capacities slightly larger than required. This calculation requires iteration. Proceed by calculating the flow coefficient C for non-choked turbulent flow.

NOTE – Choked flow equations and equations involving F_P are not applicable.

Next, establish C_i as follows:

$$C_i = 13 C \quad (26)$$

Using C_i from equation (26), determine F_P from equation (20). If both ends of the valve are the same size, F_P may instead be determined from figure 2. Then, determine if

$$\frac{C}{F_P} \leq C_i \quad (27)$$

If the condition of equation (27) is satisfied, then use the C_i established from equation (26). If the condition of equation (27) is not met, then repeat the above procedure by again increasing C_i by 30 %. This may require several iterations until the condition required in equation (27) is met. An iteration method more suitable for computers can be found in annex B.

For graphical approximations of F_P , refer to figures 2a and 2b.

8.2 Reynolds number factor F_R

The Reynolds number factor F_R is required when non-turbulent flow conditions are established through a control valve because of a low pressure differential, a high viscosity, a very small flow coefficient, or a combination thereof.

The F_R factor is determined by dividing the flow rate when non-turbulent flow conditions exist by the flow rate measured in the same installation under turbulent conditions.

Des essais ont montré que F_R peut être déterminé à partir des courbes données à la figure 3 en utilisant un nombre de Reynolds de vanne donné par l'équation suivante:

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{v \sqrt{C_i F_L}} \left(\frac{F_L^2 C_i^2}{N_2 D^4} + 1 \right)^{1/4} \quad (28)$$

Ce calcul nécessite une itération. Procéder en calculant le coefficient de débit C correspondant au régime turbulent. Le coefficient de correction générique de vanne F_d transforme la géométrie du ou des orifices en un chemin de passage circulaire unique équivalent. Se reporter au tableau 2 pour des valeurs types et à l'annexe A pour les détails. Pour obtenir un écart de $\pm 5\%$ sur F_d , le coefficient F_d doit être déterminé par des essais conduits conformément à la CEI 60534-2-3.

NOTE – Les équations faisant intervenir F_p ne sont pas applicables.

Ensuite, poser C_i suivant l'équation (26).

Appliquer C_i suivant l'équation (26) et déterminer F_R à partir des équations (30) et (31) pour les équipements internes de dimension nominale ou les équations (32 et (33) pour les orifices réduits. Dans les deux cas, en choisissant la plus faible des deux valeurs de F_R , déterminer si

$$\frac{C}{F_R} \leq C_i \quad (29)$$

Si la condition de l'équation (29) est satisfaite, utiliser la valeur de C_i donnée par l'équation (26). Si la condition de l'équation (29) n'est pas remplie, répéter alors la procédure ci-dessus en augmentant C_i de 30 %. Cela peut nécessiter plusieurs itérations avant que la condition requise par l'équation (29) soit remplie.

Pour les équipements internes de dimension nominale avec $C_i/d^2 \geq 0,016 N_{18}$ et $Re_v \geq 10$, calculer F_R à partir des équations suivantes:

$$F_R = 1 + \left(\frac{0,33 F_L^{1/2}}{n_1^{1/4}} \right) \log_{10} \left(\frac{Re_v}{10000} \right) \quad (30)$$

en régime intermédiaire,
où

$$n_1 = \frac{N_2}{\left(\frac{C_i}{d^2} \right)^2} \quad (30a)$$

ou bien

$$F_R = \frac{0,026}{F_L} \sqrt{n_1 Re_v} \quad (\text{ne pas dépasser } F_R = 1) \quad (31)$$

en régime laminaire.

NOTE 1 – Utiliser la plus faible des deux valeurs de F_R déterminées à partir des équations (30) et (31). Si $Re_v < 10$, utiliser uniquement l'équation (31).

NOTE 2 – L'équation (31) s'applique aux débits totalement laminaires (traits pleins sur la figure 3). Les relations exprimées par les équations (30) et (31) reposent sur des résultats d'essais à pleine ouverture de vanne et peuvent ne pas être précises aux faibles courses.

NOTE 3 – Dans les équations (30a) et (31), C_i/d^2 ne doit pas dépasser 0,04 lorsque K_v est utilisé ou 0,047 lorsque C_v est utilisé.

Tests show that F_R can be determined from the curves given in figure 3 using a valve Reynolds number calculated from the following equation:

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C_i F_L}} \left(\frac{F_L^2 C_i^2}{N_2 D^4} + 1 \right)^{1/4} \quad (28)$$

This calculation will require iteration. Proceed by calculating the flow coefficient C for turbulent flow. The valve style modifier F_d converts the geometry of the orifice(s) to an equivalent circular single flow passage. See table 2 for typical values and annex A for details. To meet a deviation of $\pm 5\%$ for F_d , the F_d factor shall be determined by test in accordance with IEC 60534-2-3.

NOTE – Equations involving F_p are not applicable.

Next, establish C_i as per equation (26).

Apply C_i as per equation (26) and determine F_R from equations (30) and (31) for full size trims or equations (32) and (33) for reduced trims. In either case, using the lower of the two F_R values, determine if

$$\frac{C}{F_R} \leq C_i \quad (29)$$

If the condition of equation (29) is satisfied, then use the C_i established from equation (26). If the condition of equation (29) is not met, then repeat the above procedure by again increasing C_i by 30 %. This may require several iterations until the condition required in equation (29) is met.

For full size trim where $C_i/d^2 \geq 0,016 N_{18}$ and $Re_v \geq 10$, calculate F_R from the following equations:

$$F_R = 1 + \left(\frac{0,33 F_L^{1/2}}{n_1^{1/4}} \right) \log_{10} \left(\frac{Re_v}{10000} \right) \quad (30)$$

for the transitional flow regime,

where

$$n_1 = \frac{N_2}{\left(\frac{C_i}{d^2} \right)^2} \quad (30a)$$

or

$$F_R = \frac{0,026}{F_L} \sqrt{n_1 Re_v} \quad (\text{not to exceed } F_R = 1) \quad (31)$$

for the laminar flow regime.

NOTE 1 – Use the lower value of F_R from equations (30) and (31). If $Re_v < 10$, use only equation (31).

NOTE 2 – Equation (31) is applicable to fully developed laminar flow (straight lines in figure 3). The relationships expressed in equations (30) and (31) are based on test data with valves at rated travel and may not be fully accurate at lower valve travels.

NOTE 3 – In equations (30a) and (31), C_i/d^2 must not exceed 0,04 when K_v is used or 0,047 when C_v is used.

Pour les vannes à équipement interne réduit, avec, pour la course nominale, $C_i/d^2 < 0,016 N_{18}$ et $Re_v \geq 10$, F_R est calculé en utilisant les équations suivantes:

$$F_R = 1 + \left(\frac{0,33 F_L^{1/2}}{n_2^{1/4}} \right) \log_{10} \left(\frac{Re_v}{10\,000} \right) \quad (32)$$

en régime intermédiaire,
où

$$n_2 = 1 + N_{32} \left(\frac{C_i}{d^2} \right)^{2/3} \quad (32a)$$

ou bien

$$F_R = \frac{0,026}{F_L} \sqrt{n_2 Re_v} \quad (\text{ne pas dépasser } F_R = 1) \quad (33)$$

en régime laminaire.

NOTE 1 – Choisir la plus faible des deux valeurs déterminées à partir des équations (32) et (33). Si $Re_v < 10$, utiliser uniquement l'équation (33).

NOTE 2 – L'équation (33) s'applique aux régimes totalement laminaires (traits pleins sur la figure 3).

8.3 Facteurs de récupération de pression du liquide F_L ou F_{LP}

8.3.1 Facteur F_L de récupération de pression du liquide en l'absence de raccords adjacents

F_L est le facteur de récupération de pression du liquide traversant une vanne ne comportant pas de raccords adjacents. Ce facteur tient compte de l'influence de la géométrie interne de la vanne sur la capacité de débit de celle-ci en écoulement engorgé. Il est défini par le rapport du débit maximal réel en régime d'écoulement engorgé à un débit théorique dans des conditions d'écoulement non engorgé calculé en prenant comme pression différentielle la différence entre la pression à l'entrée de la vanne et la pression apparaissant à la *vena contracta* en écoulement engorgé. Le facteur F_L peut être déterminé par des essais conformément à la CEI 60534-2-3. Des valeurs types de F_L en fonction du pourcentage du coefficient de débit nominal sont données à la figure 4.

8.3.2 Facteur combiné F_{LP} de récupération de pression du liquide et de géométrie de la tuyauterie avec raccords adjacents

F_{LP} résulte de la combinaison du facteur de récupération du liquide et du facteur dépendant de la géométrie de la tuyauterie pour une vanne de régulation avec raccords adjacents. Il est obtenu de la même manière que le facteur F_L .

Pour parvenir à un écart de $\pm 5\%$, le facteur F_{LP} doit être déterminé par des essais. Lorsqu'il est permis de se servir de valeurs estimées, l'équation suivante doit être utilisée:

$$F_{LP} = \frac{F_L}{\sqrt{1 + \frac{F_L^2}{N_2} (\Sigma \zeta_1) \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}} \quad (34)$$

Ici $\Sigma \zeta_1$ est le coefficient de perte de charge dynamique, $\zeta_1 + \zeta_{B1}$, du raccord monté en amont de la vanne, mesuré entre la prise de pression amont et l'entrée du corps de la vanne de régulation.

For reduced trim valves where C_i/d^2 at rated travel is less than 0,016 N_{18} and $Re_v \geq 10$, calculate F_R from the following equations:

$$F_R = 1 + \left(\frac{0,33 F_L^{1/2}}{n_2^{1/4}} \right) \log_{10} \left(\frac{Re_v}{10\,000} \right) \quad (32)$$

for the transitional flow regime,
where

$$n_2 = 1 + N_{32} \left(\frac{C_i}{d^2} \right)^{2/3} \quad (32a)$$

or

$$F_R = \frac{0,026}{F_L} \sqrt{n_2 Re_v} \quad (\text{not to exceed } F_R = 1) \quad (33)$$

for the laminar flow regime.

NOTE 1 – Select the lower value from equations (32) and (33). If $Re_v < 10$, use only equation (33).

NOTE 2 – Equation (33) is applicable to fully developed laminar flow (straight lines in figure 3).

8.3 Liquid pressure recovery factors F_L or F_{LP}

8.3.1 Liquid pressure recovery factor without attached fittings F_L

F_L is the liquid pressure recovery factor of the valve without attached fittings. This factor accounts for the influence of the valve internal geometry on the valve capacity at choked flow. It is defined as the ratio of the actual maximum flow rate under choked flow conditions to a theoretical, non-choked flow rate which would be calculated if the pressure differential used was the difference between the valve inlet pressure and the apparent *vena contracta* pressure at choked flow conditions. The factor F_L may be determined from tests in accordance with IEC 60534-2-3. Typical values of F_L versus percent of rated flow coefficient are shown in figure 4.

8.3.2 Combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor with attached fittings F_{LP}

F_{LP} is the combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor for a control valve with attached fittings. It is obtained in the same manner as F_L .

To meet a deviation of $\pm 5\%$ for F_{LP} , F_{LP} shall be determined by testing. When estimated values are permissible, the following equation shall be used:

$$F_{LP} = \frac{F_L}{\sqrt{1 + \frac{F_L^2}{N_2} (\Sigma \zeta_1) \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}} \quad (34)$$

Here $\Sigma \zeta_1$ is the velocity head loss coefficient, $\zeta_1 + \zeta_{B1}$, of the fitting attached upstream of the valve as measured between the upstream pressure tap and the control valve body inlet.

8.4 Facteur F_F de rapport de pression critique du liquide

F_F est le facteur de rapport de pression critique du liquide. Ce facteur est le rapport de la pression apparente à la *vena contracta* en régime d'écoulement engorgé à la pression de vapeur du liquide à la température d'entrée. Pour des pressions de vapeur voisines de zéro, ce facteur est de 0,96.

Les valeurs de F_F peuvent être déterminées à partir de la courbe de la figure 5 ou estimées approximativement à l'aide de l'équation suivante:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} \quad (35)$$

8.5 Facteur de détente Y

Le facteur de détente Y rend compte de la variation de masse volumique qui se produit lorsque le fluide se déplace de l'entrée de la vanne à la *vena contracta* (emplacement situé juste en aval de l'orifice de passage où la section de la veine fluide est minimale). Il rend compte aussi de la variation de section de la *vena contracta* lorsque la pression différentielle varie.

Théoriquement, Y dépend de toutes les influences suivantes:

- a) rapport de la section de l'orifice de passage à la section d'entrée du corps de vanne;
- b) configuration de la trajectoire de l'écoulement;
- c) rapport de pression différentielle x ;
- d) nombre de Reynolds;
- e) rapport des chaleurs massiques γ .

L'influence des points a), b), c) et e) est prise en compte par le facteur du rapport de pression différentielle x_T , qui peut être établi par essai à l'air et qui est explicité en 8.6.1.

Le nombre de Reynolds est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité à l'orifice de passage de la vanne de régulation. Dans le cas d'un écoulement de fluide compressible, sa valeur se situe généralement au-delà de la zone dans laquelle il a une influence puisque le régime d'écoulement est presque toujours turbulent.

La valeur du rapport des chaleurs massiques du fluide affecte le facteur de rapport de pression différentielle x_T .

Y peut être calculé en utilisant l'équation (36):

$$Y = 1 - \frac{x}{3 F_\gamma x_T} \quad (36)$$

La valeur de x pour les calculs ne doit pas dépasser $F_\gamma x_T$. Si $x > F_\gamma x_T$, alors l'écoulement devient engorgé et $Y = 0,667$. Voir 8.6 et 8.7 pour plus de renseignements sur x , x_T et F_γ .

8.4 Liquid critical pressure ratio factor F_F

F_F is the liquid critical pressure ratio factor. This factor is the ratio of the apparent *vena contracta* pressure at choked flow conditions to the vapour pressure of the liquid at inlet temperature. At vapour pressures near zero, this factor is 0,96.

Values of F_F may be determined from the curve in figure 5 or approximated from the following equation:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} \quad (35)$$

8.5 Expansion factor Y

The expansion factor Y accounts for the change in density as the fluid passes from the valve inlet to the *vena contracta* (the location just downstream of the orifice where the jet stream area is a minimum). It also accounts for the change in the *vena contracta* area as the pressure differential is varied.

Theoretically, Y is affected by all of the following:

- a) ratio of port area to body inlet area;
- b) shape of the flow path;
- c) pressure differential ratio x ;
- d) Reynolds number;
- e) specific heat ratio γ .

The influence of items a), b), c), and e) is accounted for by the pressure differential ratio factor x_T , which may be established by air test and which is discussed in 8.6.1.

The Reynolds number is the ratio of inertial to viscous forces at the control valve orifice. In the case of compressible flow, its value is beyond the range of influence since turbulent flow almost always exists.

The pressure differential ratio x_T is influenced by the specific heat ratio of the fluid.

Y may be calculated using equation (36).

$$Y = 1 - \frac{x}{3 F_\gamma x_T} \quad (36)$$

The value of x for calculation purposes shall not exceed $F_\gamma x_T$. If $x > F_\gamma x_T$, then the flow becomes choked and $Y = 0,667$. See 8.6 and 8.7 for information on x , x_T and F_γ .

8.6 Facteur de rapport de pression différentielle x_T ou X_{TP}

8.6.1 Facteur de rapport de pression différentielle x_T sans raccords

x_T est le facteur de rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation lorsqu'elle est installée sans réduction ou autres raccords. Si la pression d'entrée p_1 est maintenue constante en même temps que la pression de sortie p_2 est abaissée progressivement, le débit massique à travers la vanne augmente jusqu'à une valeur limite maximale, condition désignée sous le nom d'écoulement engorgé. Un abaissement ultérieur de la pression p_2 n'entraîne aucune augmentation de débit.

Cette limite est atteinte lorsque le rapport de pression différentielle x atteint une valeur de $F_\gamma x_T$. La valeur limite de x est définie comme étant le rapport de pression différentielle critique. La valeur de x utilisée dans toutes les équations de dimensionnement et dans la formule de Y (équation (36)) doit être maintenue à cette limite alors même que le rapport réel de pression différentielle est plus grand. De cette façon, la valeur numérique de Y peut être comprise entre 0,667, lorsque $x = F_\gamma x_T$, et 1,0 pour de très faibles pressions différentielles.

Les valeurs de x_T peuvent être établies par essai à l'air. La procédure d'essai pour cette détermination est décrite dans la CEI 60534-2-3.

NOTE – Des valeurs types de x_T pour plusieurs types de vannes de régulation à clapet non réduit et pour leur pleine ouverture nominale sont données au tableau 2. Ces informations ne seront cependant utilisées qu'avec prudence. Lorsqu'il est exigé des valeurs précises, il est recommandé de les obtenir par essai.

8.6.2 Facteur de rapport de pression différentielle x_{TP} avec raccords adjacents

Si une vanne de régulation est installée avec raccords, la valeur de x_T en sera affectée.

Pour satisfaire à la condition de limitation à $\pm 5\%$ de la tolérance spécifiée, la vanne et ses raccords adjacents doivent être essayés comme un tout. Lorsque des valeurs estimées sont permises, l'équation suivante doit être utilisée:

$$x_{TP} = \frac{\frac{x_T}{F_p^2}}{1 + \frac{x_T \zeta_i}{N_5} \left(\frac{C_i}{d^2} \right)^2} \quad (37)$$

NOTE – Les valeurs de N_5 sont données au tableau 1.

Dans la relation ci-dessus, x_T est le facteur de rapport de pression différentielle pour une vanne de régulation installée sans réductions ou autres raccords. ζ_i est la somme des coefficients de perte de charge dynamique ($\zeta_1 + \zeta_{B1}$) à l'entrée de la réduction ou d'un autre raccord adjacent à la face d'entrée de la vanne.

Si le raccord à l'entrée est constitué par une réduction concentrique de longueur réduite disponible dans le commerce, la valeur de ζ_p peut être estimée en utilisant l'équation (23).

8.7 Facteur de rapport des chaleurs massiques F_γ

Le facteur x_T se rapporte, comme fluide en écoulement, à de l'air à une pression voisine de la pression atmosphérique et un rapport des chaleurs massiques de 1,40. Si le rapport des chaleurs massiques du fluide en écoulement n'est pas de 1,40, il y a lieu d'utiliser le facteur F_γ pour corriger x_T . Pour calculer le facteur de rapport des chaleurs massiques, utiliser l'équation suivante:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1,40} \quad (38)$$

NOTE – Voir l'annexe C pour les valeurs de γ et F_γ .

8.6 Pressure differential ratio factor x_T or x_{TP}

8.6.1 Pressure differential ratio factor without fittings x_T

x_T is the pressure differential ratio factor of a control valve installed without reducers or other fittings. If the inlet pressure p_1 is held constant and the outlet pressure p_2 is progressively lowered, the mass flow rate through a valve will increase to a maximum limit, a condition referred to as choked flow. Further reductions in p_2 will produce no further increase in flow rate.

This limit is reached when the pressure differential x reaches a value of $F_Y x_T$. The limiting value of x is defined as the critical differential pressure ratio. The value of x used in any of the sizing equations and in the relationship for Y (equation (36)) shall be held to this limit even though the actual pressure differential ratio is greater. Thus, the numerical value of Y may range from 0,667, when $x = F_Y x_T$, to 1,0 for very low differential pressures.

The values of x_T may be established by air test. The test procedure for this determination is covered in IEC 60534-2-3.

NOTE – Representative values of x_T for several types of control valves with full size trim and at full rated openings are given in table 2. Caution should be exercised in the use of this information. When precise values are required, they should be obtained by test.

8.6.2 Pressure differential ratio factor with attached fittings x_{TP}

If a control valve is installed with attached fittings, the value of x_T will be affected.

To meet a deviation of $\pm 5\%$ for x_{TP} , the valve and attached fittings shall be tested as a unit. When estimated values are permissible, the following equation shall be used:

$$x_{TP} = \frac{\frac{x_T}{F_Y^2}}{1 + \frac{x_T \zeta_i}{N_5} \left(\frac{C_i}{d^2} \right)^2} \quad (37)$$

NOTE – Values for N_5 are given in table 1.

In the above relationship, x_T is the pressure differential ratio factor for a control valve installed without reducers or other fittings. ζ_i is the sum of the inlet velocity head loss coefficients ($\zeta_1 + \zeta_{B1}$) of the reducer or other fitting attached to the inlet face of the valve.

If the inlet fitting is a short-length, commercially available reducer, the value of ζ may be estimated using equation (23).

8.7 Specific heat ratio factor F_Y

The factor x_T is based on air near atmospheric pressure as the flowing fluid with a specific heat ratio of 1,40. If the specific heat ratio for the flowing fluid is not 1,40, the factor F_Y is used to adjust x_T . Use the following equation to calculate the specific heat ratio factor:

$$F_Y = \frac{\gamma}{1,40} \quad (38)$$

NOTE – See annex C for values of γ and F_Y .

8.8 Facteur de compressibilité Z

Plusieurs des équations de dimensionnement ne contiennent aucun terme se rapportant à la masse volumique réelle du fluide aux conditions amont. En lieu et place, la masse volumique est déduite des conditions de température et de pression d'entrée en se basant sur la loi des gaz parfaits. Dans certaines conditions, le comportement des gaz réels peut différer notablement de celui des gaz parfaits. Il y a lieu, dans ces cas, d'introduire le facteur de compressibilité Z pour compenser cette différence. Z est fonction à la fois de la pression réduite et de la température réduite (voir les ouvrages de référence adéquats pour la détermination de Z). La pression réduite p_r est définie comme étant le quotient de la pression absolue réelle à l'entrée par la pression absolue thermodynamique critique du fluide considéré. La température réduite T_r est définie de la même manière, c'est-à-dire

$$p_r = \frac{p_1}{p_c} \quad (39)$$

$$T_r = \frac{T_1}{T_c} \quad (40)$$

NOTE – Voir l'annexe C pour les valeurs de p_c et T_c .

Tableau 1 – Constantes numériques N

Constantes	Coefficient de débit C		Unités						
	K_v	C_v	W	Q	$p \times \Delta p$	p	T	d, D	v
N_1	1×10^{-1}	$8,65 \times 10^{-2}$	–	m^3/h	kPa	kg/m^3	–	–	–
	1	$8,65 \times 10^{-1}$	–	m^3/h	bar	kg/m^3	–	–	–
N_2	$1,60 \times 10^{-3}$	$2,14 \times 10^{-3}$	–	–	–	–	–	mm	–
N_4	$7,07 \times 10^{-2}$	$7,60 \times 10^{-2}$	–	m^3/h	–	–	–	–	m^2/s
N_5	$1,80 \times 10^{-3}$	$2,41 \times 10^{-3}$	–	–	–	–	–	mm	–
N_6	3,16	2,73	kg/h	–	kPa	kg/m^3	–	–	–
	$3,16 \times 10^1$	$2,73 \times 10^1$	kg/h	–	bar	kg/m^3	–	–	–
N_8	1,10	$9,48 \times 10^{-1}$	kg/h	–	kPa	–	K	–	–
	$1,10 \times 10^2$	$9,48 \times 10^1$	kg/h	–	bar	–	K	–	–
N_9 ($t_s = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$)	$2,46 \times 10^1$	$2,12 \times 10^1$	–	m^3/h	kPa	–	K	–	–
	$2,46 \times 10^3$	$2,12 \times 10^3$	–	m^3/h	bar	–	K	–	–
N_9 ($t_s = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$)	$2,60 \times 10^1$	$2,25 \times 10^1$	–	m^3/h	kPa	–	K	–	–
	$2,60 \times 10^3$	$2,25 \times 10^3$	–	m^3/h	bar	–	K	–	–
N_{17}	$1,05 \times 10^{-3}$	$1,21 \times 10^{-3}$	–	–	–	–	–	mm	–
N_{18}	$8,65 \times 10^{-1}$	1,00	–	–	–	–	–	mm	–
N_{19}	2,5	2,3	–	–	–	–	–	mm	–
N_{22} ($t_s = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$)	$1,73 \times 10^1$	$1,50 \times 10^1$	–	m^3/h	kPa	–	K	–	–
	$1,73 \times 10^3$	$1,50 \times 10^3$	–	m^3/h	bar	–	K	–	–
N_{22} ($t_s = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$)	$1,84 \times 10^1$	$1,59 \times 10^1$	–	m^3/h	kPa	–	K	–	–
	$1,84 \times 10^3$	$1,59 \times 10^3$	–	m^3/h	bar	–	K	–	–
N_{27}	$7,75 \times 10^{-1}$	$6,70 \times 10^{-1}$	kg/h	–	kPa	–	K	–	–
	$7,75 \times 10^1$	$6,70 \times 10^1$	kg/h	–	bar	–	K	–	–
N_{32}	$1,40 \times 10^2$	$1,27 \times 10^2$	–	–	–	–	–	mm	–

NOTE – L'utilisation des constantes numériques fournies dans ce tableau ainsi que des unités métriques pratiques spécifiées conduit à des coefficients de débit dans les unités dans lesquelles ils sont définis.

8.8 Compressibility factor Z

Several of the sizing equations do not contain a term for the actual density of the fluid at upstream conditions. Instead, the density is inferred from the inlet pressure and temperature based on the laws of ideal gases. Under some conditions, real gas behaviour can deviate markedly from the ideal. In these cases, the compressibility factor Z shall be introduced to compensate for the discrepancy. Z is a function of both the reduced pressure and reduced temperature (see appropriate reference books to determine Z). Reduced pressure p_r is defined as the ratio of the actual inlet absolute pressure to the absolute thermodynamic critical pressure for the fluid in question. The reduced temperature T_r is defined similarly. That is

$$p_r = \frac{p_1}{p_c} \quad (39)$$

$$T_r = \frac{T_1}{T_c} \quad (40)$$

NOTE – See annex C for values of p_c and T_c .

Table 1 – Numerical constants N

Constant	Flow coefficient C		Formulae unit						
	K_v	C_v	W	Q	$p \times \Delta p$	ρ	T	d, D	v
N_1	1×10^{-1}	$8,65 \times 10^{-2}$	–	m^3/h	kPa	kg/m^3	–	–	–
	1	$8,65 \times 10^{-1}$	–	m^3/h	bar	kg/m^3	–	–	–
N_2	$1,60 \times 10^{-3}$	$2,14 \times 10^{-3}$	–	–	–	–	–	mm	–
N_4	$7,07 \times 10^{-2}$	$7,60 \times 10^{-2}$	–	m^3/h	–	–	–	–	m^2/s
N_5	$1,80 \times 10^{-3}$	$2,41 \times 10^{-3}$	–	–	–	–	–	mm	–
N_6	3,16	2,73	kg/h	–	kPa	kg/m^3	–	–	–
	$3,16 \times 10^1$	$2,73 \times 10^1$	kg/h	–	bar	kg/m^3	–	–	–
N_8	1,10	$9,48 \times 10^{-1}$	kg/h	–	kPa	–	K	–	–
	$1,10 \times 10^2$	$9,48 \times 10^1$	kg/h	–	bar	–	K	–	–
N_9 ($t_s = 0\text{ °C}$)	$2,46 \times 10^1$	$2,12 \times 10^1$	–	m^3/h	kPa	–	K	–	–
	$2,46 \times 10^3$	$2,12 \times 10^3$	–	m^3/h	bar	–	K	–	–
N_9 ($t_s = 15\text{ °C}$)	$2,60 \times 10^1$	$2,25 \times 10^1$	–	m^3/h	kPa	–	K	–	–
	$2,60 \times 10^3$	$2,25 \times 10^3$	–	m^3/h	bar	–	K	–	–
N_{17}	$1,05 \times 10^{-3}$	$1,21 \times 10^{-3}$	–	–	–	–	–	mm	–
N_{18}	$8,65 \times 10^{-1}$	1,00	–	–	–	–	–	mm	–
N_{19}	2,5	2,3	–	–	–	–	–	mm	–
N_{22} ($t_s = 0\text{ °C}$)	$1,73 \times 10^1$	$1,50 \times 10^1$	–	m^3/h	kPa	–	K	–	–
	$1,73 \times 10^3$	$1,50 \times 10^3$	–	m^3/h	bar	–	K	–	–
N_{22} ($t_s = 15\text{ °C}$)	$1,84 \times 10^1$	$1,59 \times 10^1$	–	m^3/h	kPa	–	K	–	–
	$1,84 \times 10^3$	$1,59 \times 10^3$	–	m^3/h	bar	–	K	–	–
N_{27}	$7,75 \times 10^{-1}$	$6,70 \times 10^{-1}$	kg/h	–	kPa	–	K	–	–
	$7,75 \times 10^1$	$6,70 \times 10^1$	kg/h	–	bar	–	K	–	–
N_{32}	$1,40 \times 10^2$	$1,27 \times 10^2$	–	–	–	–	–	mm	–

NOTE – Use of the numerical constants provided in this table together with the practical metric units specified in the table will yield flow coefficients in the units in which they are defined.

**Tableau 2 – Valeurs types du coefficient de correction générique de vanne F_d ,
du facteur de récupération de pression du liquide F_L
et du facteur de rapport de pression différentielle x_T pour la course nominale 1)**

Type de vanne	Type d'obturateur	Sens du fluide ²⁾	F_L	x_T	F_d
A soupape, simple siège	V-port, à 3 V	Indifférent	0,9	0,70	0,48
	V-port, à 4 V	Indifférent	0,9	0,70	0,41
	V-port, à 6 V	Indifférent	0,9	0,70	0,30
	Clapet parabolique	Tend à ouvrir Tend à fermer	0,9 0,8	0,72 0,55	0,46 1,00
	A soupape, à cage percée de 60 trous de même diamètre	vers l'extérieur ³⁾ ou vers l'intérieur	0,9	0,68	0,13
	A soupape, à cage percée de 120 trous de même diamètre	vers l'extérieur ³⁾ ou vers l'intérieur	0,9	0,68	0,09
	Cage à 4 lumières	Vers l'extérieur ³⁾ Vers l'intérieur ³⁾	0,9 0,85	0,75 0,70	0,41 0,41
A soupape, double siège	Clapet V-port	Entrée entre les sièges	0,9	0,75	0,28
	Clapet profilé	Indifférent	0,85	0,70	0,32
A soupape d'angle	Clapet parabolique	Tend à ouvrir Tend à fermer	0,9 0,8	0,72 0,65	0,46 1,00
	Cage à 4 luminaires	Vers l'extérieur ³⁾ Vers l'intérieur ³⁾	0,9 0,85	0,65 0,60	0,41 0,41
	Venturi	Tend à fermer	0,5	0,20	1,00
Equipement interne à petit débit	Encoche en V	Tend à ouvrir	0,98	0,84	0,70
	Siège plat (course courte)	Tend à fermer	0,85	0,70	0,30
	A aiguille conique	Tend à ouvrir	0,95	0,84	$\frac{N_{19} \sqrt{C \times F_L}}{D_o}$
Rotative	Obturateur sphérique excentré	Tend à ouvrir Tend à fermer	0,85 0,68	0,60 0,40	0,42 0,42
	Obturateur conique excentré	Tend à ouvrir Tend à fermer	0,77 0,79	0,54 0,55	0,44 0,44
Papillon (arbre traversant)	Non excentré (70°)	Indifférent	0,62	0,35	0,57
	Non excentré (60°)	Indifférent	0,70	0,42	0,50
	Disque dentelé (70°)	Indifférent	0,67	0,38	0,30
Papillon (arbre non traversant)	A siège décalé (70°)	Indifférent	0,67	0,35	0,57
A tournant sphérique	A passage intégral (70°)	Indifférent	0,74	0,42	0,99
	A secteur sphérique	Indifférent	0,60	0,30	0,98

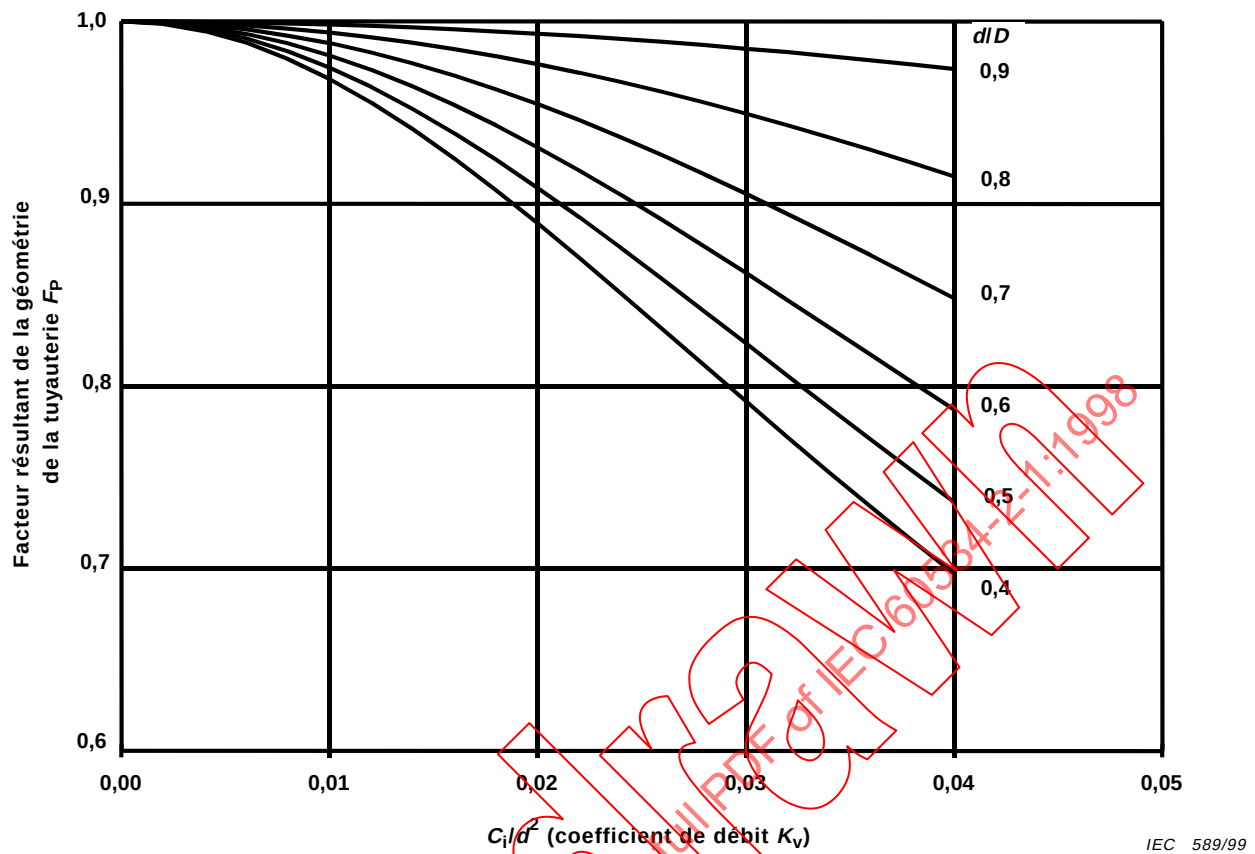
1) Ces valeurs ne sont que des valeurs types; les valeurs réelles doivent être données par le fabricant.

2) Le fluide tend à ouvrir ou à fermer la vanne, c'est-à-dire que la force qu'il exerce tend à éloigner l'obturateur du siège ou à l'en rapprocher.

3) «Vers l'extérieur» signifie du centre de la cage vers l'extérieur, et «Vers l'intérieur» signifie de l'extérieur de la cage vers le centre.

Table 2 – Typical values of valve style modifier F_d , liquid pressure recovery factor F_L and pressure differential ratio factor x_T at full rated travel ¹⁾

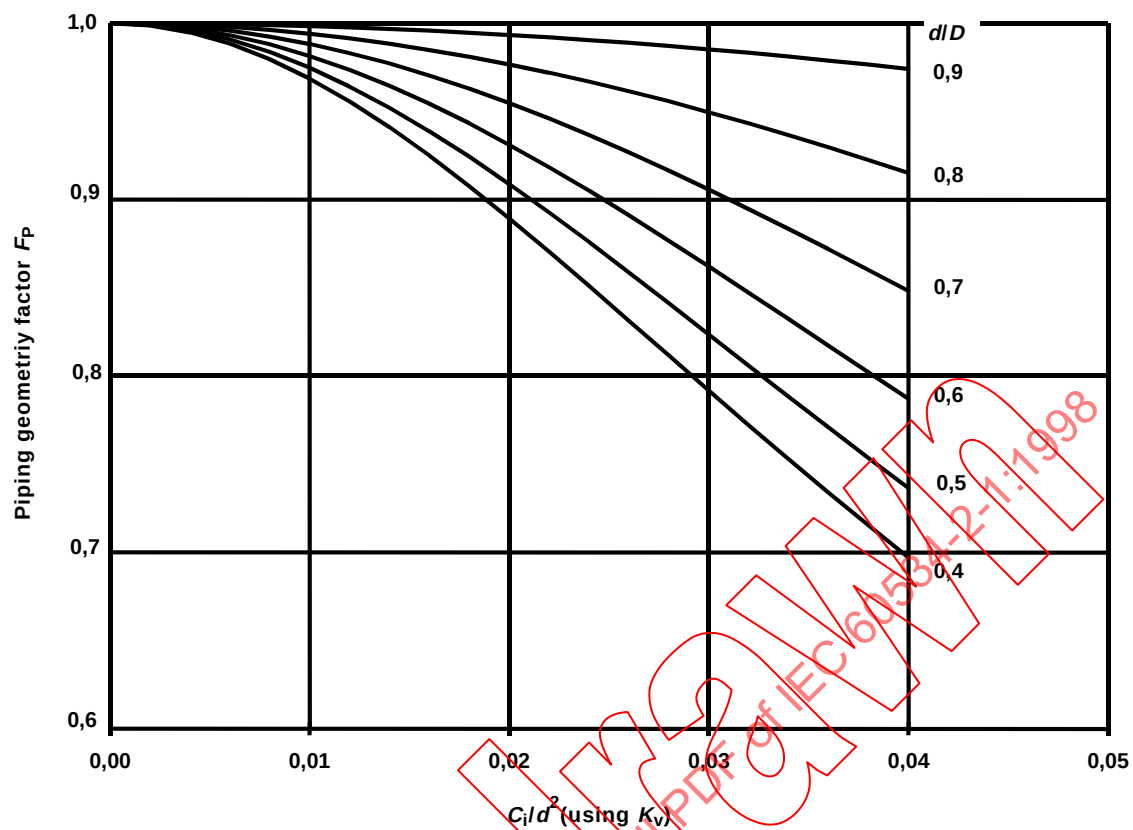
Valve type	Trim type	Flow direction ²⁾	F_L	x_T	F_d
Globe, single port	3 V-port plug	Open or close	0,9	0,70	0,48
	4 V-port plug	Open or close	0,9	0,70	0,41
	6 V-port plug	Open or close	0,9	0,70	0,30
	Contoured plug (linear and equal percentage)	Open Close	0,9 0,8	0,72 0,55	0,46 1,00
	60 equal diameter hole drilled cage	Outward ³⁾ or inward ³⁾	0,9	0,68	0,13
	120 equal diameter hole drilled cage	Outward ³⁾ or inward ³⁾	0,9	0,68	0,09
	Characterized cage, 4-port	Outward ³⁾ Inward ³⁾	0,9 0,85	0,75 0,70	0,41 0,41
Globe, double port	Ported plug	Inlet between seats	0,9	0,75	0,28
	Contoured plug	Either direction	0,85	0,70	0,32
Globe, angle	Contoured plug (linear and equal percentage)	Open Close	0,9 0,8	0,72 0,65	0,46 1,00
		Outward ³⁾ Inward ³⁾	0,9 0,85	0,65 0,60	0,41 0,41
	Characterized cage, 4-port	Outward ³⁾ Inward ³⁾	0,9 0,85	0,65 0,60	0,41 0,41
	Venturi	Close	0,5	0,20	1,00
Globe, small flow trim	V-notch	Open	0,98	0,84	0,70
	Flat seat (short travel)	Close	0,85	0,70	0,30
	Tapered needle	Open	0,95	0,84	$\frac{N_{19} \sqrt{C \times F_L}}{D_o}$
Rotary	Eccentric spherical plug	Open Close	0,85 0,68	0,60 0,40	0,42 0,42
		Open Close	0,77 0,79	0,54 0,55	0,44 0,44
Butterfly (centred shaft)	Swing-through (70°)	Either	0,62	0,35	0,57
	Swing-through (60°)	Either	0,70	0,42	0,50
	Fluted vane (70°)	Either	0,67	0,38	0,30
Butterfly (eccentric shaft)	Offset seat (70°)	Either	0,67	0,35	0,57
Ball	Full bore (70°)	Either	0,74	0,42	0,99
	Segmented ball	Either	0,60	0,30	0,98
¹⁾ These values are typical only; actual values shall be stated by the manufacturer. ²⁾ Flow tends to open or close the valve, i.e. push the closure member away from or towards the seat. ³⁾ Outward means flow from centre of cage to outside, and inward means flow from outside of cage to centre.					



NOTE 1 – Diamètre de tuyauterie D identique en amont et en aval de la vanne (voir équation (25)).

NOTE 2 – Se reporter à l'annexe E pour un exemple d'utilisation de ces courbes.

Figure 2a – Facteur de géométrie de la tuyauterie F_p en fonction de K_v/d^2

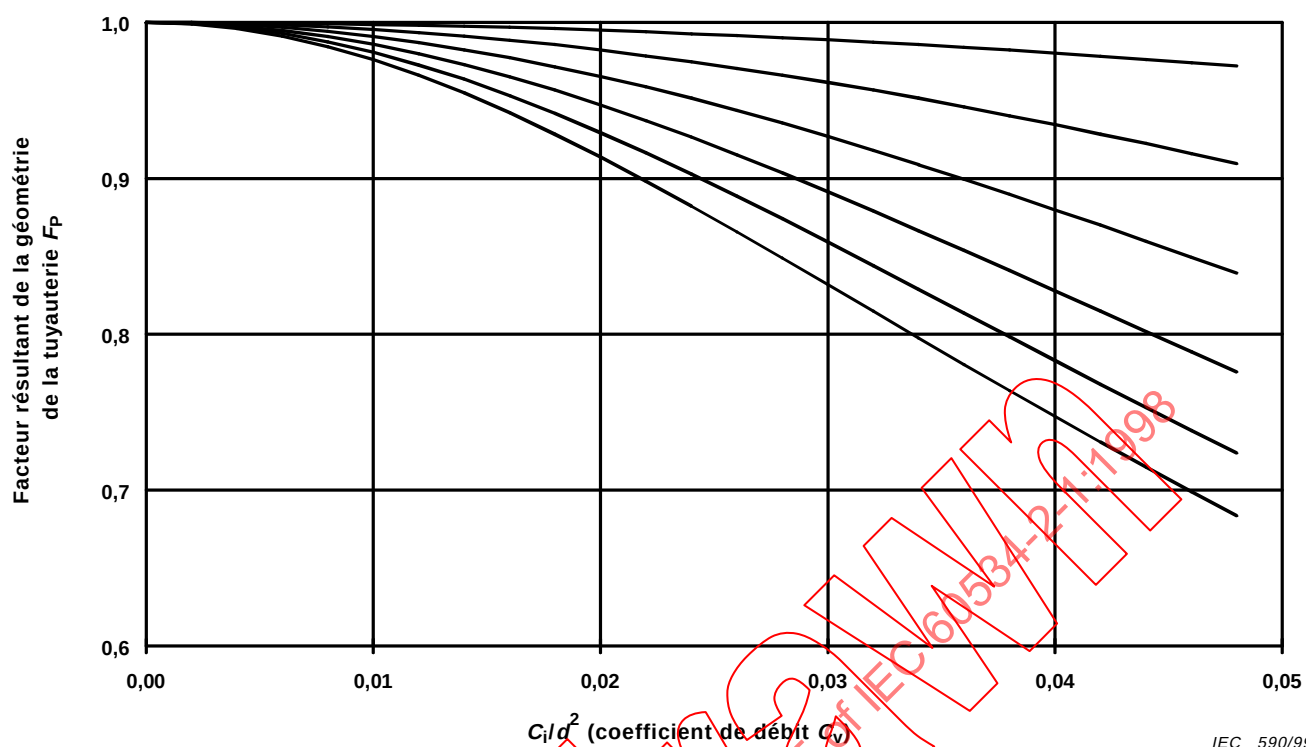


IEC 589/99

NOTE 1 – Pipe diameter D is the same size at both ends of the valve (see equation (25)).

NOTE 2 – Refer to annex E for example of the use of these curves.

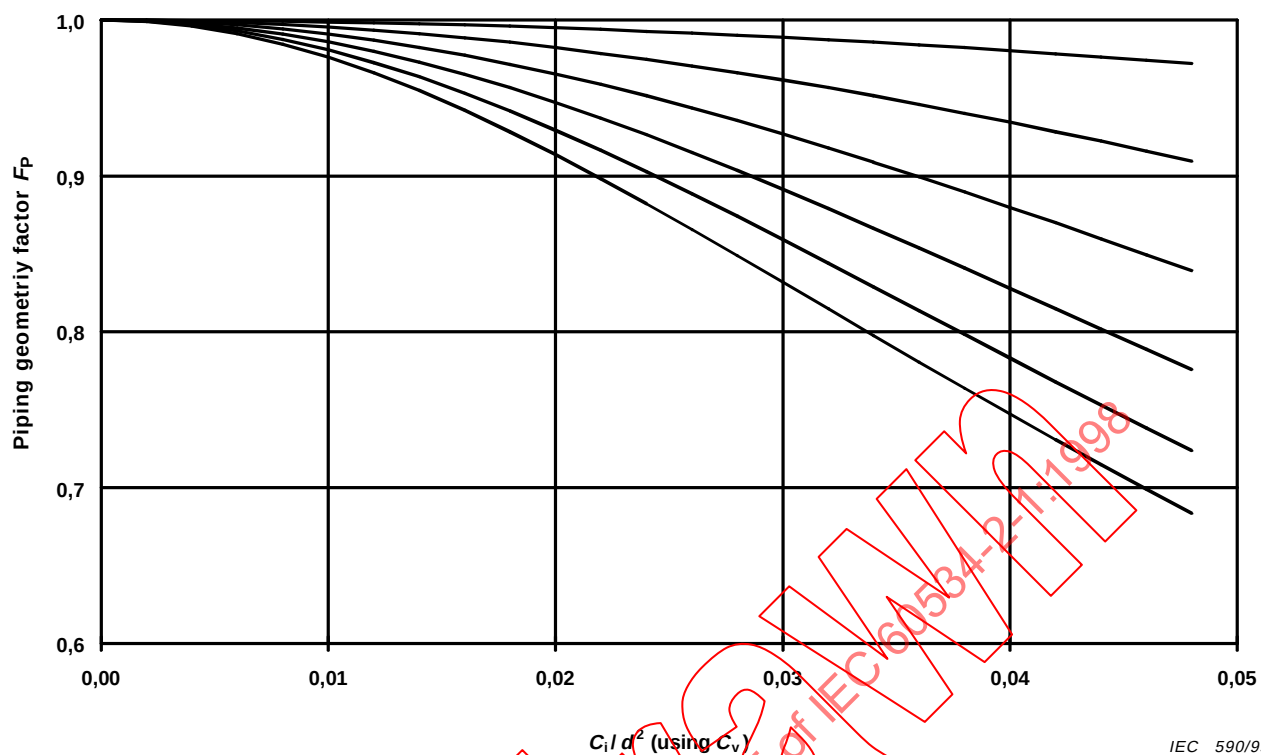
Figure 2a – Piping geometry factor F_p for K_v/d^2



NOTE 1 – Diamètre de tuyauterie D identique en amont et en aval de la vanne (voir équation (25)).

NOTE 2 – Se reporter à l'annexe E pour un exemple d'utilisation de ces courbes.

Figure 2b – Facteur de géométrie de la tuyauterie F_p en fonction de C_v/d^2

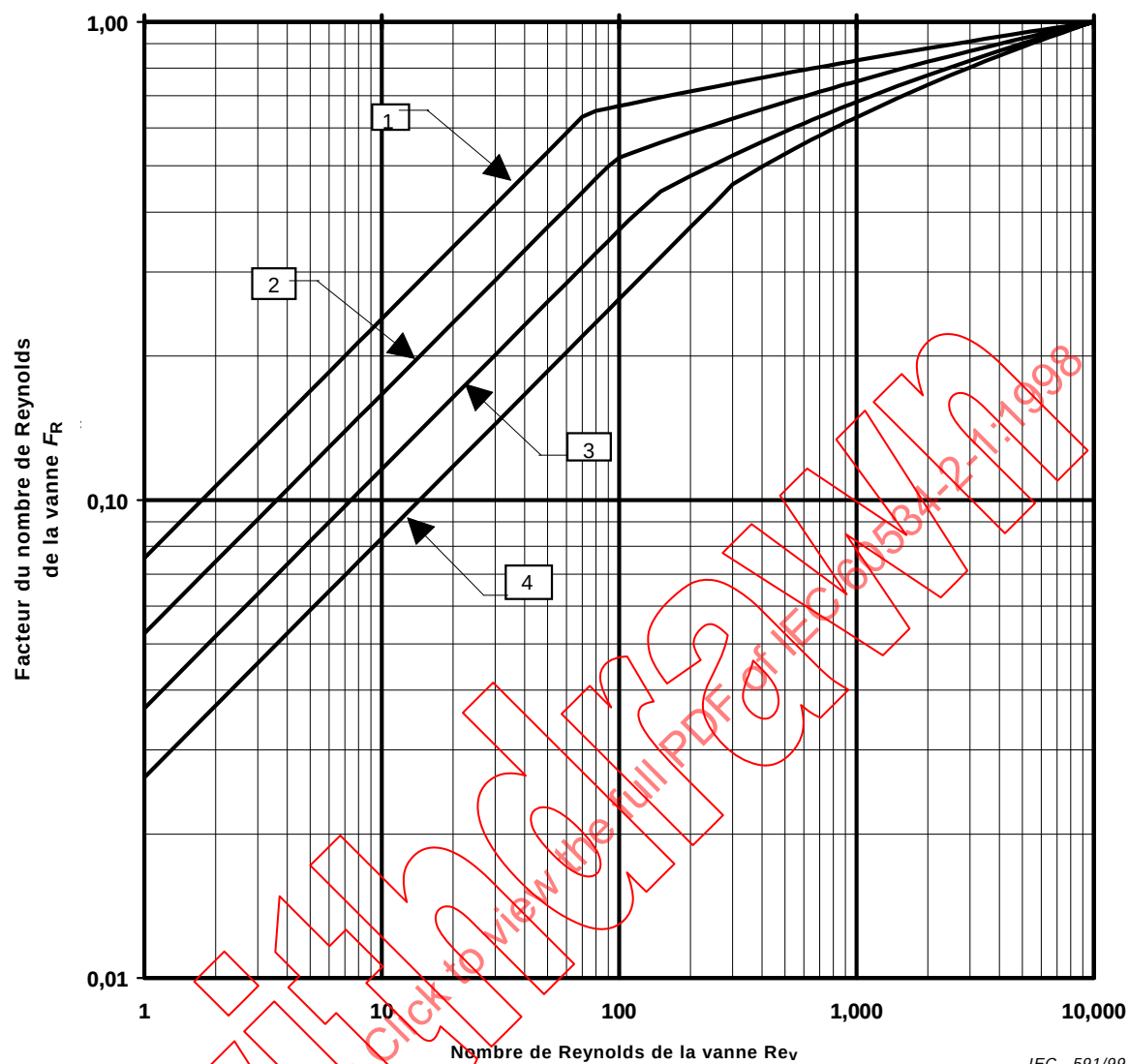


IEC 590/99

NOTE 1 – Pipe diameter D is the same size at both ends of the valve (see equation (25)).

NOTE 2 – Refer to annex E for example of the use of these curves.

Figure 2b – Piping geometry factor F_p for C_v/d^2



Courbe 1 pour $C_l/d^2 = 0,016 N_{18}$

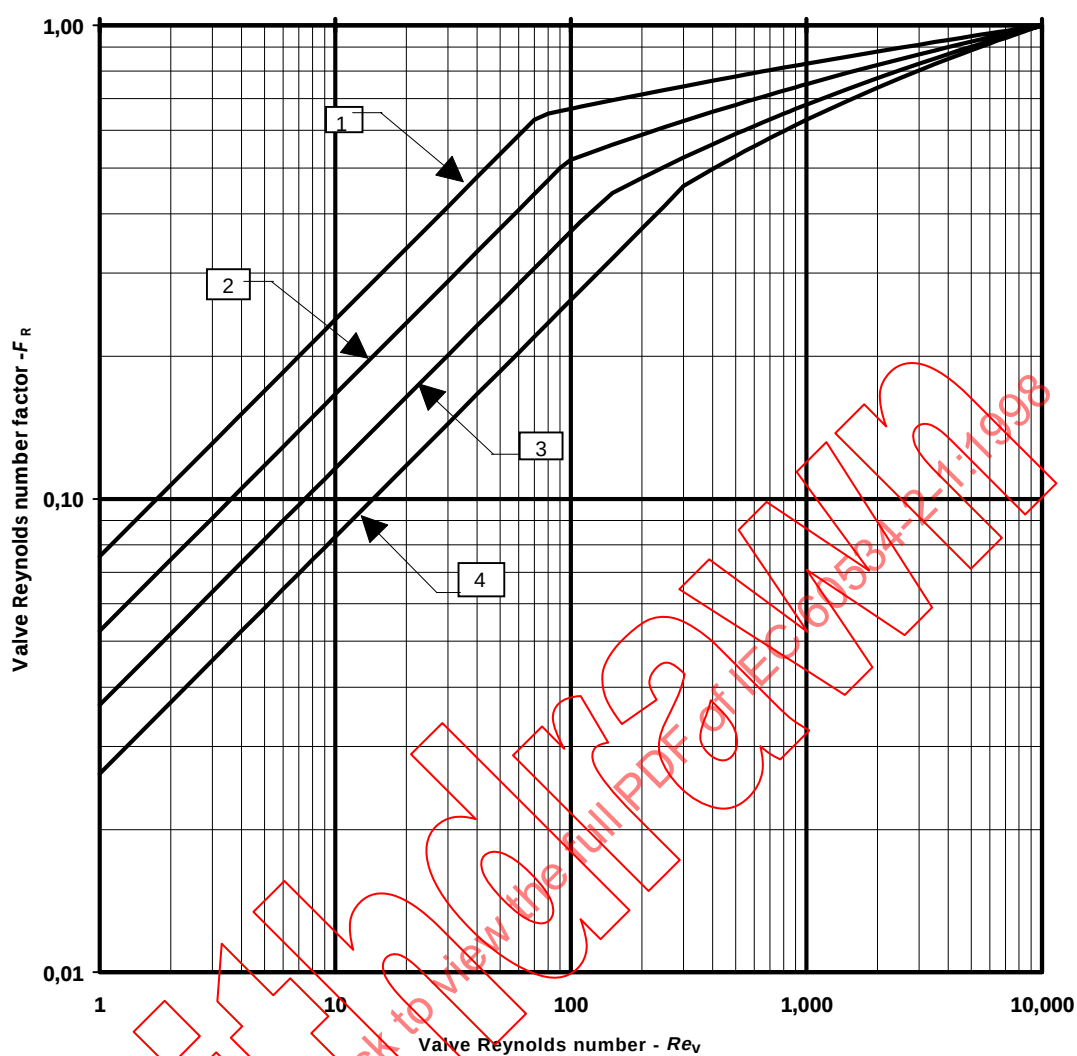
Courbe 2 pour $C_l/d^2 = 0,023 N_{18}$

Courbe 3 pour $C_l/d^2 = 0,033 N_{18}$

Courbe 4 pour $C_l/d^2 = 0,047 N_{18}$

NOTE – Les courbes sont établies sur la base d'une valeur de F_L d'environ 1.

Figure 3 – Facteur du nombre de Reynolds F_R



IEC 591/99

NOTE – Curves are based on F_L being approximately 1,0.

Figure 3 – Reynolds number factor F_R

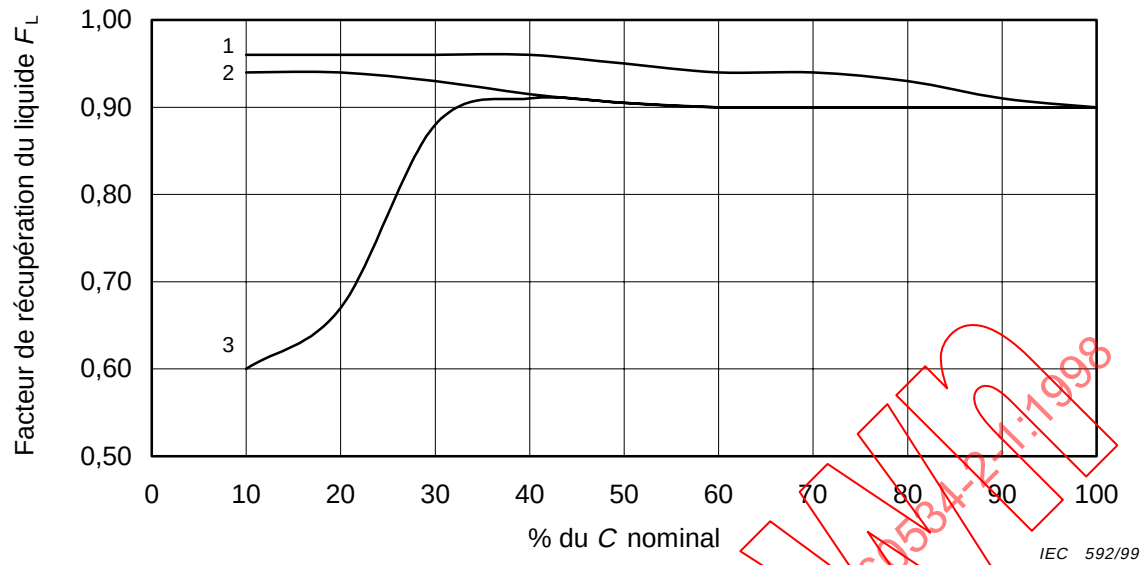


Figure 4a – Vannes à soupape double siège et vannes à cage (voir légende)

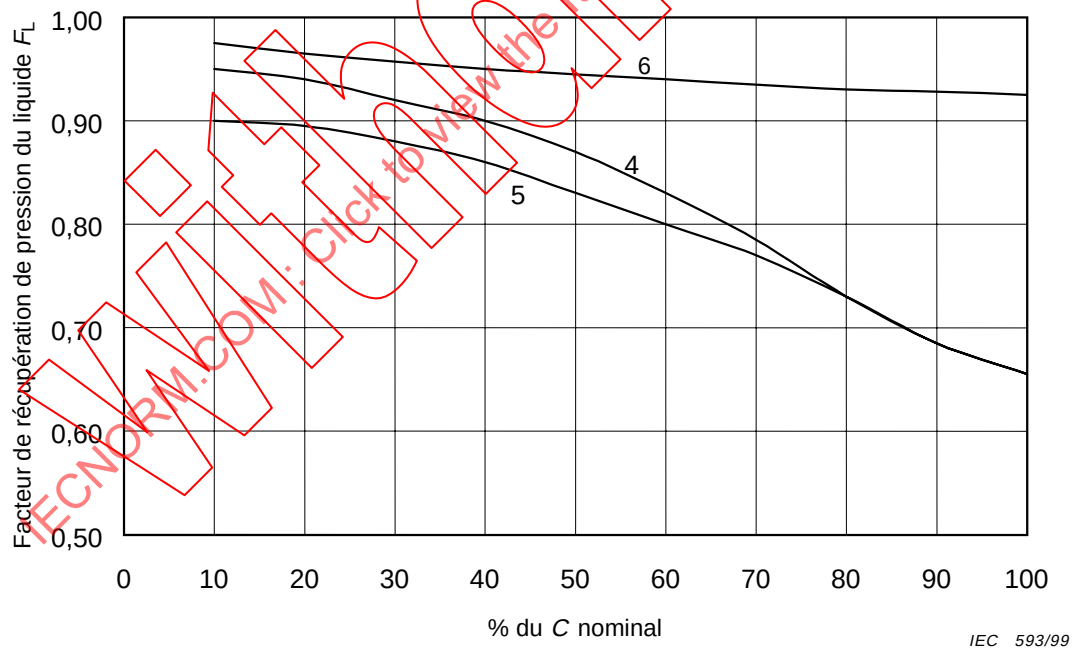


Figure 4b – Vannes papillons et vanne petit débit à clapet profilé (voir légende)

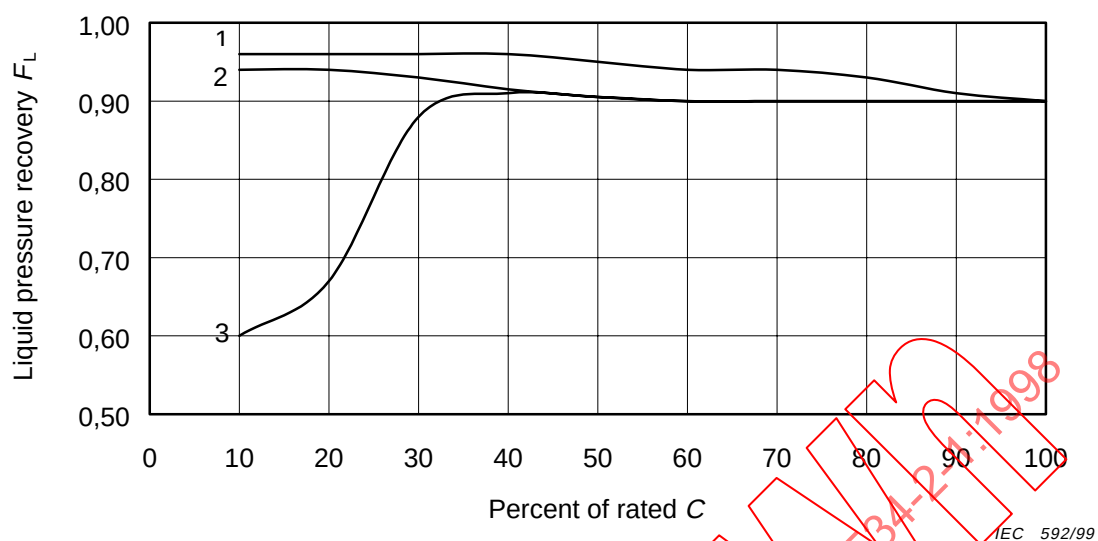


Figure 4a – Double seated globe valves and cage guided globe valves (see legend)

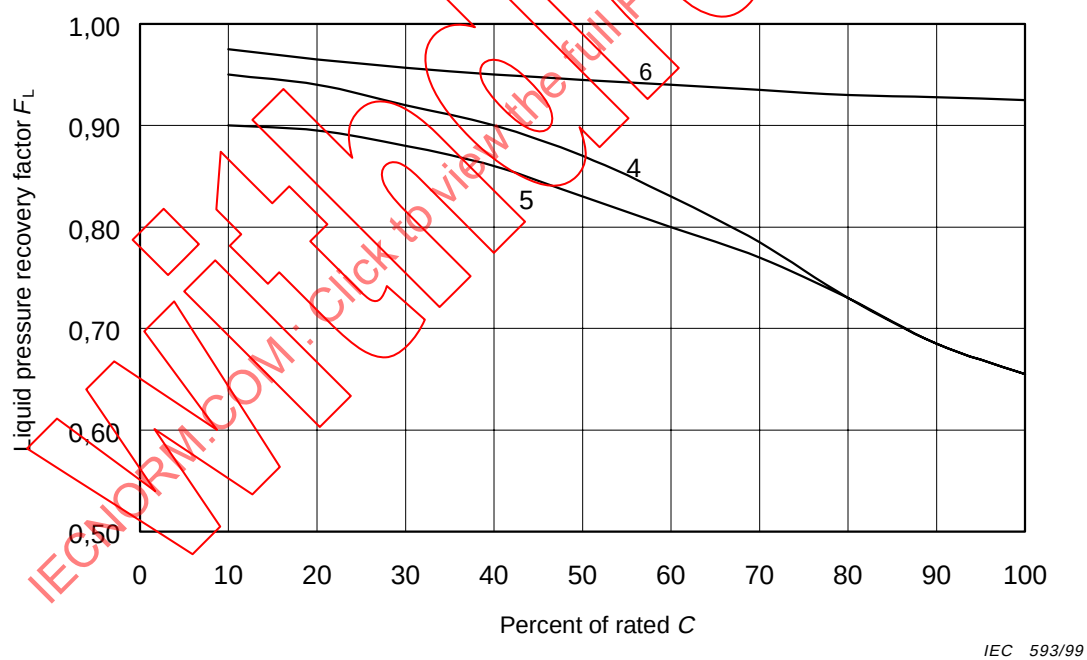


Figure 4b – Butterfly valves and contoured small flow valve (see legend)

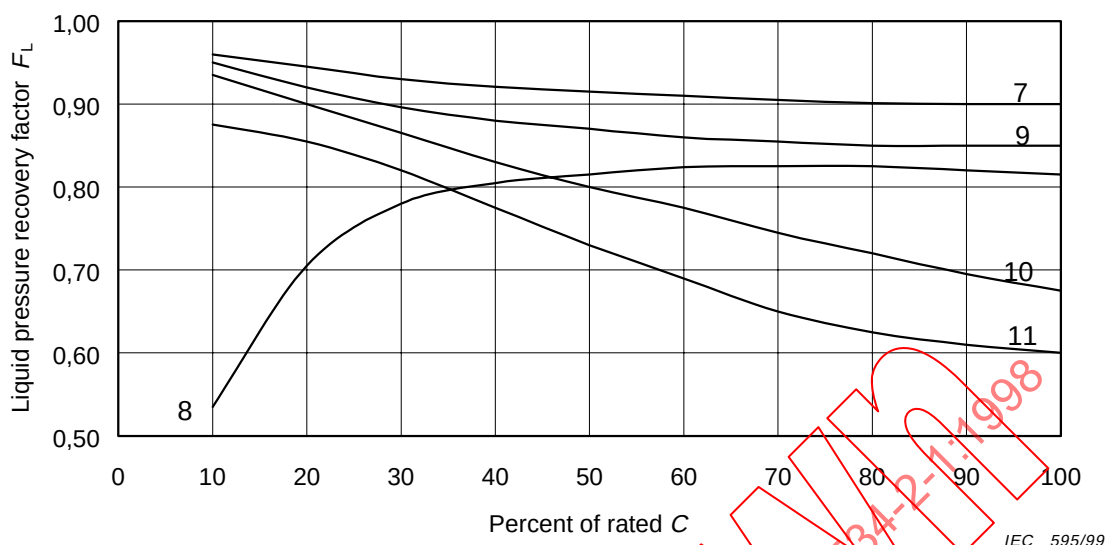


Figure 4c – Vannes à soupape à clapet profilé, vannes à obturateur sphérique excentré et vanne à secteur sphérique (voir légende)

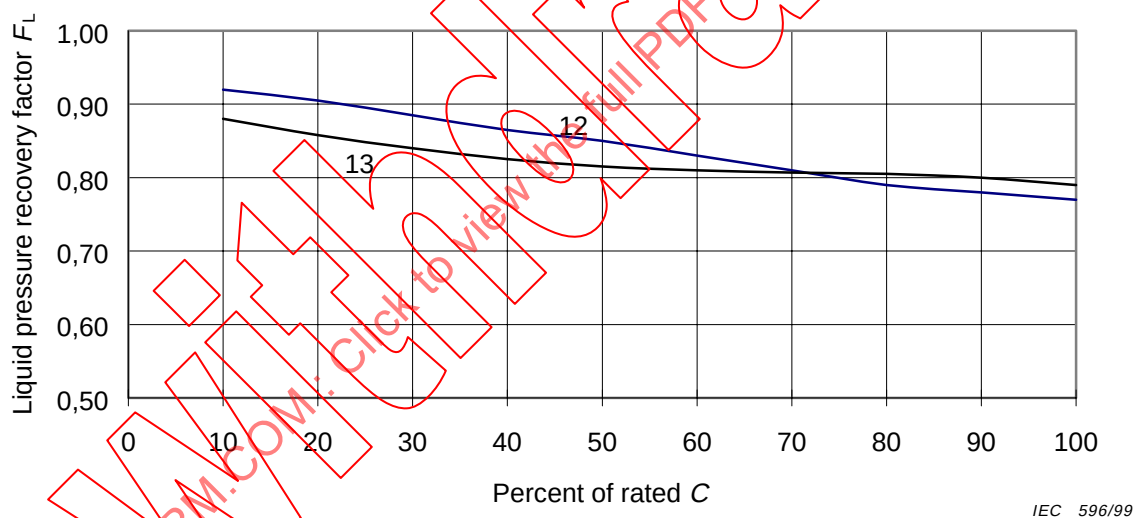


Figure 4d – Vannes à obturateur conique excentré (voir légende)

Légende

- | | |
|---|--|
| 1 Vanne à soupape double siège, clapet V-port | 8 Vanne à soupape simple siège (clapet profilé), fluide tendant à fermer |
| 2 Vanne à soupape à cage (fluide tendant à ouvrir et fluide tendant à fermer) | 9 Vanne à obturateur sphérique excentré, fluide tendant à ouvrir |
| 3 Vanne à soupape double siège, clapet profilé | 10 Vanne à obturateur sphérique excentré, fluide tendant à fermer |
| 4 Vanne papillon à siège décalé | 11 Vanne à secteur sphérique |
| 5 Vanne papillon à arbre traversant | 12 Vanne à obturateur conique excentré, fluide tendant à ouvrir |
| 6 Vanne petit débit à clapet profilé | 13 Vanne à obturateur conique excentré, fluide tendant à fermer |
| 7 Vanne à soupape simple siège (clapet profilé), fluide tendant à ouvrir | |

NOTE – Ces chiffres ne sont que des valeurs types; les valeurs réelles doivent être définies par le fabricant.

Figure 4 – Variation de F_L en fonction du % du C nominal

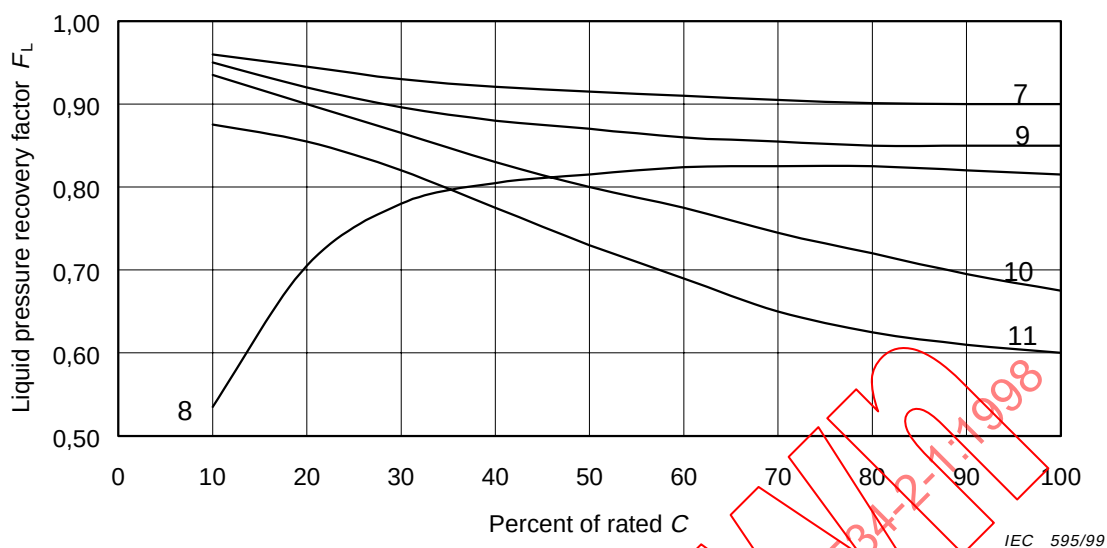


Figure 4c – Contoured globe valves, eccentric spherical plug valves and segmented ball valve (see legend)

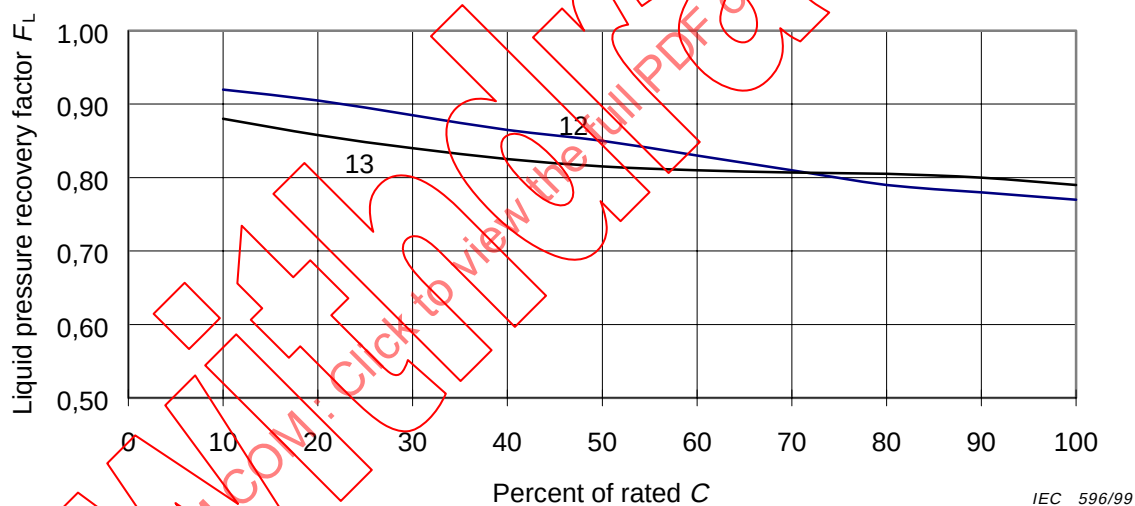


Figure 4d – Eccentric conical plug valves (see legend)

Legend

- | | |
|--|---|
| 1 Double seated globe valve, V-port plug | 8 Single port, equal percentage, contoured globe valve, flow-to-close |
| 2 Ported cage guided globe valve (flow-to-open and flow-to-close) | 9 Eccentric spherical plug valve, flow-to-open |
| 3 Double seated globe valve, contoured plug | 10 Eccentric spherical plug valve, flow-to-close |
| 4 Offset seat butterfly valve | 11 Segmented ball valve |
| 5 Swing-through butterfly valve | 12 Eccentric conical plug valve, flow-to-open |
| 6 Contoured small flow valve | 13 Eccentric conical plug valve, flow-to-close |
| 7 Single port, equal percentage, contoured globe valve, flow-to-open | |

NOTE – These values are typical only; actual values shall be stated by the manufacturer.

Figure 4 – Variation of F_L with percent of rated C

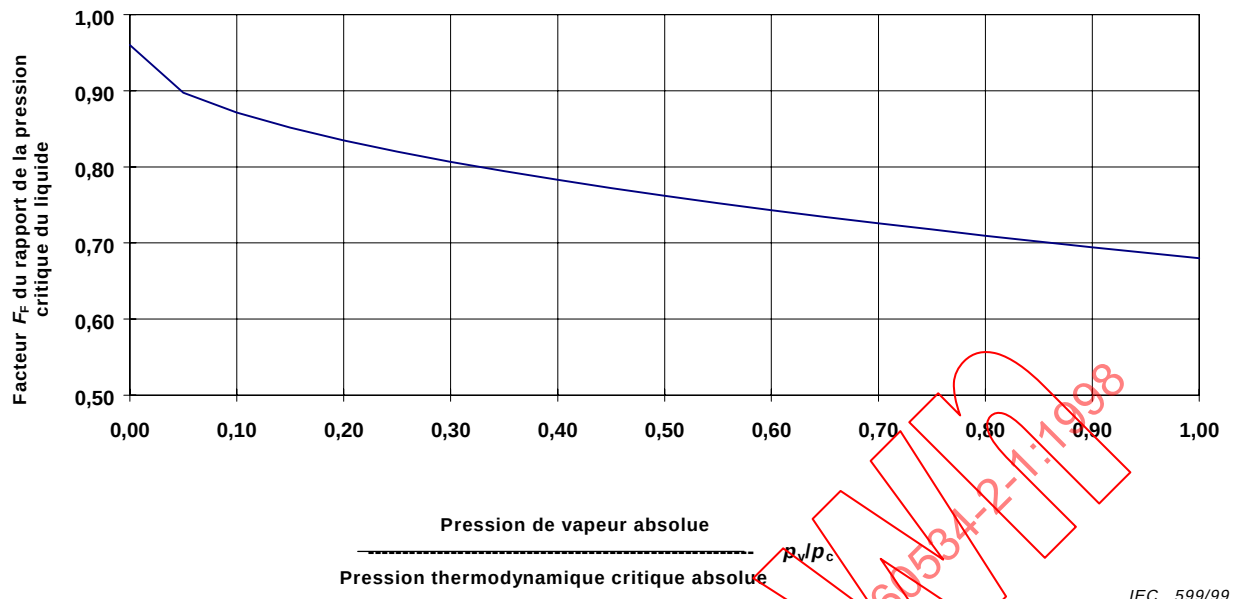


Figure 5 – Facteur F_F du rapport de la pression critique du liquide

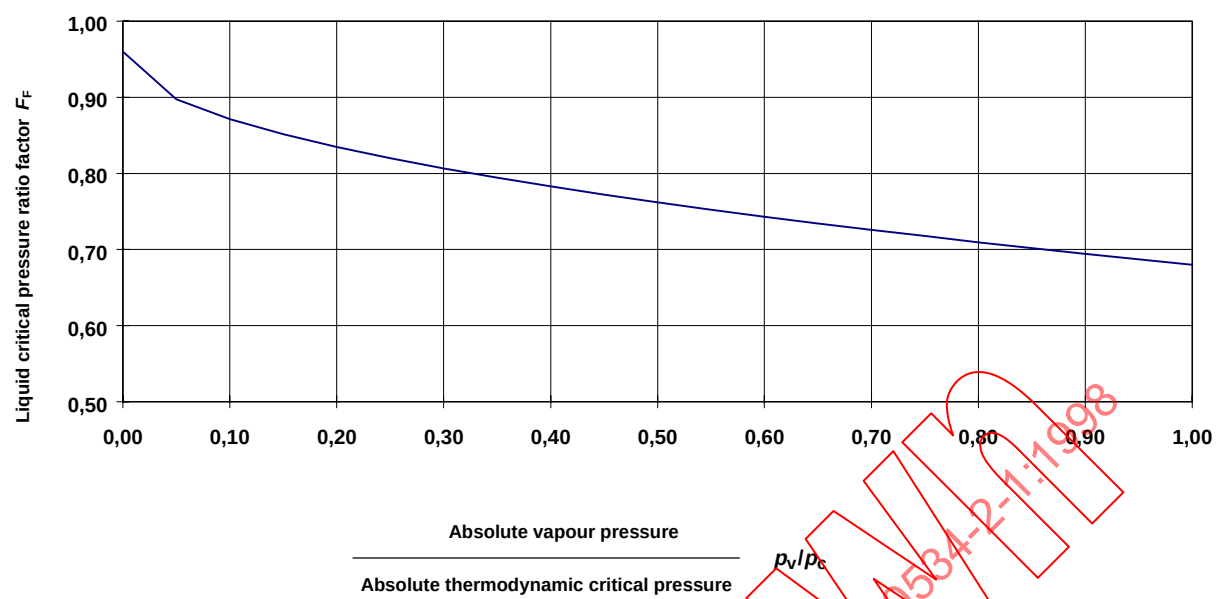


Figure 5 – Liquid critical pressure ratio factor F_F

Annexe A (informative)

Calcul du coefficient de correction générique de vanne F_d

Toutes les variables utilisées dans cette annexe ont été définies dans la présente partie à l'exception des variables suivantes:

- A_0 section de la *vena contracta* d'un chemin d'écoulement unique, millimètres carrés;
- d_H diamètre hydraulique d'un chemin d'écoulement unique, millimètres;
- d_i diamètre intérieur d'un chemin d'écoulement annulaire (voir figure A.1), millimètres;
- d_0 diamètre circulaire équivalent du chemin d'écoulement total, millimètres;
- D_0 diamètre de l'orifice du siège (voir figures A.1 et A.2), millimètres;
- l_w périmètre mouillé d'un chemin d'écoulement unique, millimètres;
- N_0 nombre de chemins d'écoulement indépendants et identiques à travers l'équipement interne, sans dimension;
- α rotation angulaire de l'obturateur (voir figure A.2), degrés;
- β rotation angulaire maximale de l'obturateur (voir figure A.2), degrés;
- ζ_{B1} coefficient de vitesse d'approche, sans dimension;
- μ coefficient de décharge, sans dimension.

Le coefficient de correction générique de vanne F_d , défini comme étant le rapport d_H/d_0 pour la courbe nominale et où $C/d^2 > 0,016 N_{18}$, peut être déduit d'essais hydrodynamiques en utilisant l'équation suivante:

$$F_d = \frac{N_{26} \nu F_L^2 F_R^2 (C/d^2)^2 \sqrt{C F_L}}{Q \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 D^4} + 1 \right)^{1/4}} \quad (\text{A.1})$$

Pour les vannes telles que $C/d^2 \leq 0,016 N_{18}$, F_d est calculé comme suit:

$$F_d = \frac{N_{31} \nu F_L^2 F_R^2 \sqrt{C F_L}}{Q \left[1 + N_{32} \left(\frac{C}{d^2} \right)^{2/3} \right]} \quad (\text{A.2})$$

NOTE – Les valeurs de N_{26} et N_{32} sont données au tableau A.1.

L'essai servant à déterminer F_d est décrit dans la CEI 60534-2-3.

F_d peut également être calculé à l'aide de l'équation suivante:

$$F_d = \frac{d_H}{d_0} \quad (\text{A.3})$$

Annex A (informative)

Derivation of valve style modifier F_d

All variables in this annex have been defined in this part except for the following:

- A_0 area of *vena contracta* of a single flow passage, millimetres squared;
- d_H hydraulic diameter of a single flow passage, millimetres;
- d_i inside diameter of annular flow passage (see figure A.1), millimetres;
- d_0 equivalent circular diameter of the total flow area, millimetres;
- D_0 diameter of seat orifice (see figures A.1 and A.2), millimetres;
- l_w wetted perimeter of a single flow passage, millimetres;
- N_0 number of independent and identical flow passages of a trim, dimensionless;
- α angular rotation of closure member (see figure A.2), degrees;
- β maximum angular rotation of closure member (see figure A.2), degrees;
- ζ_{B1} velocity of approach factor, dimensionless;
- μ discharge coefficient, dimensionless.

The valve style modifier F_d , defined as the ratio d_H/d_0 at rated travel and where $C_i/d^2 > 0,016 N_{18}$, may be derived from flow tests using the following equation:

$$F_d = \frac{N_{26} \nu F_L^2 F_R^2 (C_i/d^2)^2 \sqrt{C F_L}}{Q \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 D^4} + 1 \right)^{1/4}} \quad (\text{A.1})$$

For valves having $C_i/d^2 \leq 0,016 N_{18}$, F_d is calculated as follows:

$$F_d = \frac{N_{31} \nu F_L^2 F_R^2 \sqrt{C F_L}}{Q \left[1 + N_{32} \left(\frac{C}{d^2} \right)^{2/3} \right]} \quad (\text{A.2})$$

NOTE – Values for N_{26} and N_{32} are listed in table A.1.

The test for determining F_d is covered in IEC 60534-2-3.

Alternatively, F_d can be calculated by the following equation:

$$F_d = \frac{d_H}{d_0} \quad (\text{A.3})$$

Le diamètre hydraulique d_H d'un chemin d'écoulement unique est déterminé comme suit:

$$d_H = \frac{4 A_0}{l_w} \quad (\text{A.4})$$

Le diamètre circulaire équivalent d_o du chemin d'écoulement total est donné par l'équation suivante:

$$d_o = \sqrt{\frac{4 N_0 A_0}{\pi}} \quad (\text{A.5})$$

F_d peut être estimé avec une précision suffisante à partir de dimensions indiquées sur les plans du constructeur.

Le coefficient de correction générique d'une vanne à simple siège à clapet parabolique (fluide tendant à ouvrir) (voir figure A.1) peut être calculé à partir de l'équation (A.3).

Suivant la formule de Darcey, la section A_0 est tirée de l'équation suivante.

$$A_0 = \frac{N_{23} C F_L}{N_0} \quad (\text{A.6})$$

NOTE – Les valeurs de N_{23} sont indiquées au tableau A.1

Donc, comme $N_0 = 1$,

$$\begin{aligned} d_o &= \sqrt{\frac{4 A_0}{\pi}} \\ &= \sqrt{\frac{4 N_{23} C F_L}{\pi}} \end{aligned} \quad (\text{A.7})$$

$$\begin{aligned} d_H &= \frac{4 A_0}{l_w} \\ &= \frac{4 N_{23} C F_L}{\pi (D_o + d_i)} \end{aligned} \quad (\text{A.8})$$

On en déduit

$$F_d = \frac{d_H}{d_o} \quad (\text{A.3})$$

$$\begin{aligned} &= \frac{\left[\frac{4 N_{23} C F_L}{\pi (D_o + d_i)} \right]}{\sqrt{\frac{4 N_{23} C F_L}{\pi}}} \\ &= \frac{113 \sqrt{N_{23} C F_L}}{D_o + d_i} \end{aligned} \quad (\text{A.9})$$

The hydraulic diameter d_H of a single flow passage is determined as follows:

$$d_H = \frac{4 A_0}{l_w} \quad (\text{A.4})$$

The equivalent circular diameter d_0 of the total flow area is given by the following equation:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 N_0 A_0}{\pi}} \quad (\text{A.5})$$

F_d may be estimated with sufficient accuracy from dimensions given in manufacturers' drawings.

The valve style modifier for a single-seated, parabolic valve plug (flow tending to open) (see figure A.1) may be calculated from equation (A.3).

From Darcey's equation, the area A_0 is calculated from the following equation.

$$A_0 = \frac{N_{23} C F_L}{N_0} \quad (\text{A.6})$$

NOTE – Values for N_{23} are listed in table A.1.

Therefore, since $N_0 = 1$,

$$\begin{aligned} d_0 &= \sqrt{\frac{4 A_0}{\pi}} \\ &= \sqrt{\frac{4 N_{23} C F_L}{\pi}} \end{aligned} \quad (\text{A.7})$$

$$\begin{aligned} d_H &= \frac{4 A_0}{l_w} \\ &= \frac{4 N_{23} C F_L}{\pi(D_0 + d_i)} \end{aligned} \quad (\text{A.8})$$

From above,

$$F_d = \frac{d_H}{d_0} \quad (\text{A.3})$$

$$\begin{aligned} &= \frac{\left[\frac{4 N_{23} C F_L}{\pi(D_0 + d_i)} \right]}{\sqrt{\frac{4 N_{23} C F_L}{\pi}}} \\ &= \frac{113 \sqrt{N_{23} C F_L}}{D_0 + d_i} \end{aligned} \quad (\text{A.9})$$

où d_i varie avec le coefficient de débit. Le diamètre d_i est supposé nul lorsque $N_{23} C F_L = D_0^2$. Aux faibles valeurs de C , $d_i \approx D_0$; donc,

$$d_i = D_0 - \frac{N_{23} C F_L}{D_0} \quad (\text{A.10})$$

$$F_d = \frac{113 \sqrt{N_{23} C F_L}}{2 D_0 - \frac{N_{23} C F_L}{D_0}} \quad (\text{A.11})$$

La valeur maximale de F_d est égale à 1,0.

Pour les vannes papillons à arbre traversant (voir figure A.2):

Le diamètre effectif de l'orifice est supposé être le diamètre hydraulique de l'un des deux jets provenant des chemins d'écoulement compris entre le papillon et le corps de la vanne; donc $N_0 = 2$.

Le coefficient de débit C en régime engorgé ou sonique suit l'équation:

$$N_{23} C F_L = \frac{0,125 \pi D_0^2 (\mu_1 + \mu_2) \left(\frac{1 - \sin \alpha}{\sin \beta} \right)}{\zeta_{B1}} \quad (\text{A.12})$$

Supposant que le coefficient de vitesse d'approche ζ_{B1} est égal à 1, on a alors $\mu_1 = 0,7$ et $\mu_2 = 0,7$, et la combinaison des équations (A.6) et (A.12) donne l'équation (A.13).

$$A_0 = \frac{0,55 D_0^2 \left(\frac{1 - \sin \alpha}{\sin \beta} \right)}{N_0} \quad (\text{A.13})$$

et, comme $\beta = 90^\circ$ pour les vannes papillons à arbre traversant,

$$A_0 = \frac{0,55 D_0^2 (1 - \sin \alpha)}{N_0} \quad (\text{A.14})$$

Cependant, comme il existe deux chemins d'écoulement équivalents en parallèle,

$$A_0 = 0,275 D_0^2 (1 - \sin \alpha) \quad (\text{A.15})$$

et

$$\begin{aligned} d_0 &= \sqrt{\frac{4 A_0 N_0}{\pi}} \\ &= 0,837 D_0 \sqrt{1 - \sin \alpha} \end{aligned} \quad (\text{A.16})$$

$$\begin{aligned} d_H &= \frac{4 A_0}{0,59 \pi D_0} \\ &= 0,59 D_0 (1 - \sin \alpha) \end{aligned} \quad (\text{A.17})$$

where d_i varies with the flow coefficient. The diameter d_i is assumed to be equal to zero when $N_{23} C F_L = D_0^2$. At low C values, $d_i \approx D_0$; therefore,

$$d_i = D_0 - \frac{N_{23} C F_L}{D_0} \quad (\text{A.10})$$

$$F_d = \frac{113 \sqrt{N_{23} C F_L}}{2 D_0 - \frac{N_{23} C F_L}{D_0}} \quad (\text{A.11})$$

The maximum F_d is 1,0.

For swing-through butterfly valves (see figure A.2):

The effective orifice diameter is assumed to be the hydraulic diameter of one of the two jets emanating from the flow areas between the disk and valve body bore; hence $N_o = 2$.

The flow coefficient C at choked or sonic flow conditions is given as:

$$N_{23} C F_L = \frac{0,125 \pi D_0^2 (\mu_1 + \mu_2) \left(\frac{1 - \sin \alpha}{\sin \beta} \right)}{\zeta_{B1}} \quad (\text{A.12})$$

Assuming the velocity of approach factor $\zeta_{B1} = 1$, making $\mu_1 = 0,7$ and $\mu_2 = 0,7$ and substituting equation (A.6) into equation (A.12) yields equation (A.13).

$$A_o = \frac{0,55 D_0^2 \left(\frac{1 - \sin \alpha}{\sin \beta} \right)}{N_o} \quad (\text{A.13})$$

and, since $\beta = 90^\circ$ for swing-through butterfly valves,

$$A_o = \frac{0,55 D_0^2 (1 - \sin \alpha)}{N_o} \quad (\text{A.14})$$

However, since there are two equal flow areas in parallel,

$$A_o = 0,275 D_0^2 (1 - \sin \alpha) \quad (\text{A.15})$$

and

$$\begin{aligned} d_o &= \sqrt{\frac{4 A_o N_o}{\pi}} \\ &= 0,837 D_0 \sqrt{1 - \sin \alpha} \end{aligned} \quad (\text{A.16})$$

$$\begin{aligned} d_H &= \frac{4 A_o}{0,59 \pi D_o} \\ &= 0,59 D_0 (1 - \sin \alpha) \end{aligned} \quad (\text{A.17})$$

NOTE – 0,59 πD_o représente le périmètre mouillé l_w de chaque demi-cercle, en tenant compte de la concentration du jet et de la présence de l'arbre.

$$F_d = \frac{d_H}{d_o}$$

(A.3)

on en déduit

$$F_d = 0,7 \sqrt{1 - \sin \alpha}$$

(A.18)

Tableau A.1 – Constantes numériques *N*

Constante	Coefficient de débit <i>C</i>		Unités		
	<i>K_v</i>	<i>C_v</i>	<i>Q</i>	<i>d</i>	<i>v</i>
<i>N</i> ₂₃	1,96 × 10 ¹	1,70 × 10 ¹	–	mm	–
<i>N</i> ₂₆	1,28 × 10 ⁷	9,00 × 10 ⁶	m ³ /h	mm	m ² /s
<i>N</i> ₃₁	2,1 × 10 ⁴	1,9 × 10 ⁴	m ³ /h	–	m ² /s
<i>N</i> ₃₂	1,4 × 10 ²	1,27 × 10 ²	–	mm	–

NOTE – L'utilisation des constantes numériques fournies dans ce tableau avec les unités métriques pratiques spécifiées conduit à des coefficients de débit dans les unités dans lesquelles ils sont définis.

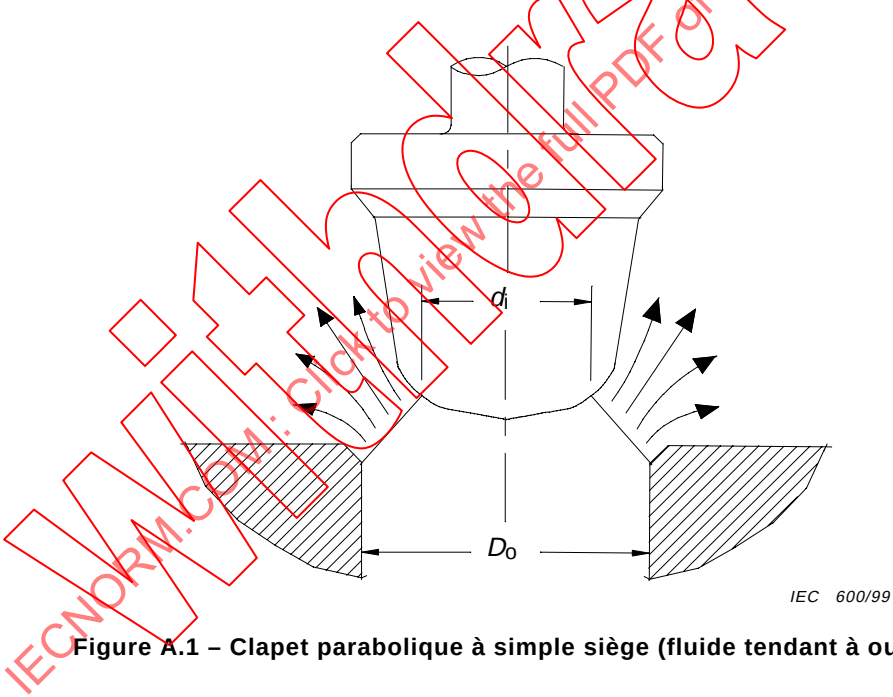


Figure A.1 – Clapet parabolique à simple siège (fluide tendant à ouvrir)

NOTE – $0,59 \pi D_0$ is taken as the wetted perimeter l_w of each semi-circle allowing for jet contraction and hub.

$$F_d = \frac{d_H}{d_0} \quad (\text{A.3})$$

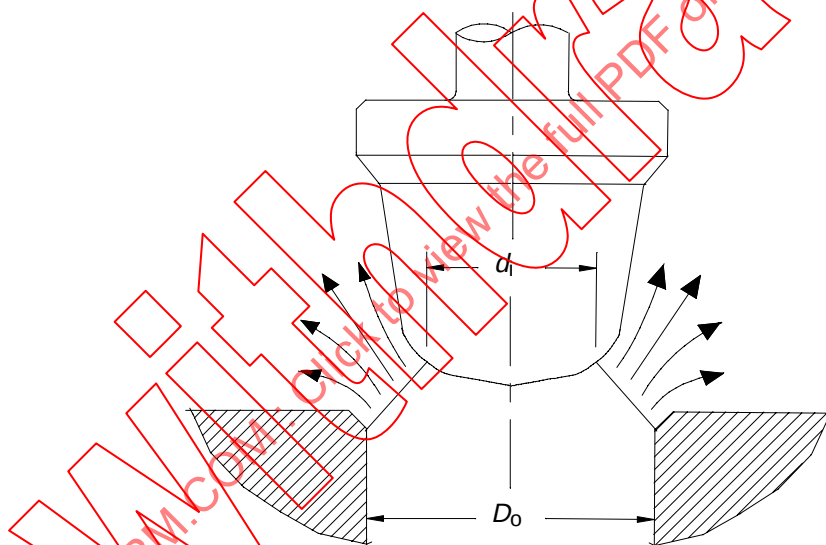
which results in

$$F_d = 0,7 \sqrt{1 - \sin \alpha} \quad (\text{A.18})$$

Table A.1 – Numerical constants N

Constant	Flow coefficient C		Formulae unit		
	K_v	C_v	Q	d	v
N_{23}	$1,96 \times 10^1$	$1,70 \times 10^1$	–	mm	–
N_{26}	$1,28 \times 10^7$	$9,00 \times 10^6$	m ³ /h	mm	m ² /s
N_{31}	$2,1 \times 10^4$	$1,9 \times 10^4$	m ³ /h	–	m ² /s
N_{32}	$1,4 \times 10^2$	$1,27 \times 10^2$	–	mm	–

NOTE – Use of the numerical constants provided in this table together with the practical metric units specified in the table will yield flow coefficients in the units in which they are defined.



IEC 600/99

Figure A.1 – Single seated, parabolic plug (flow tending to open)

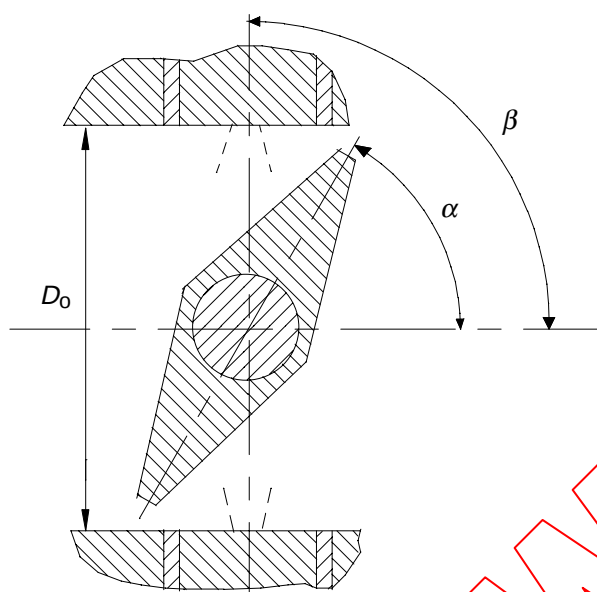


Figure A.2 – Vanne papillon à arbre traversant

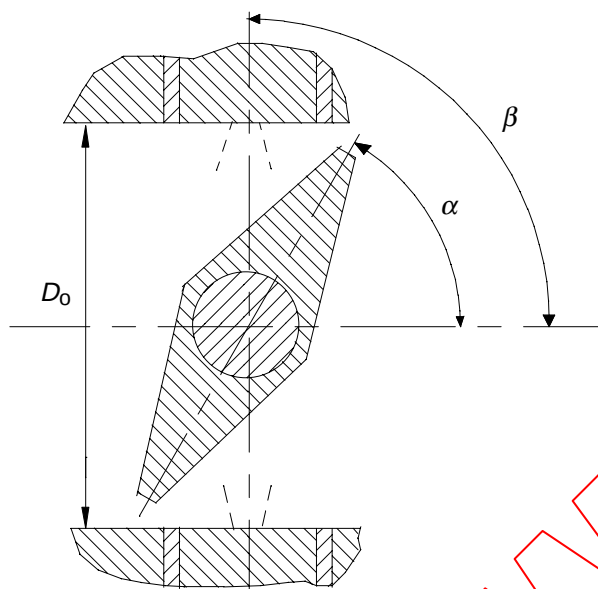
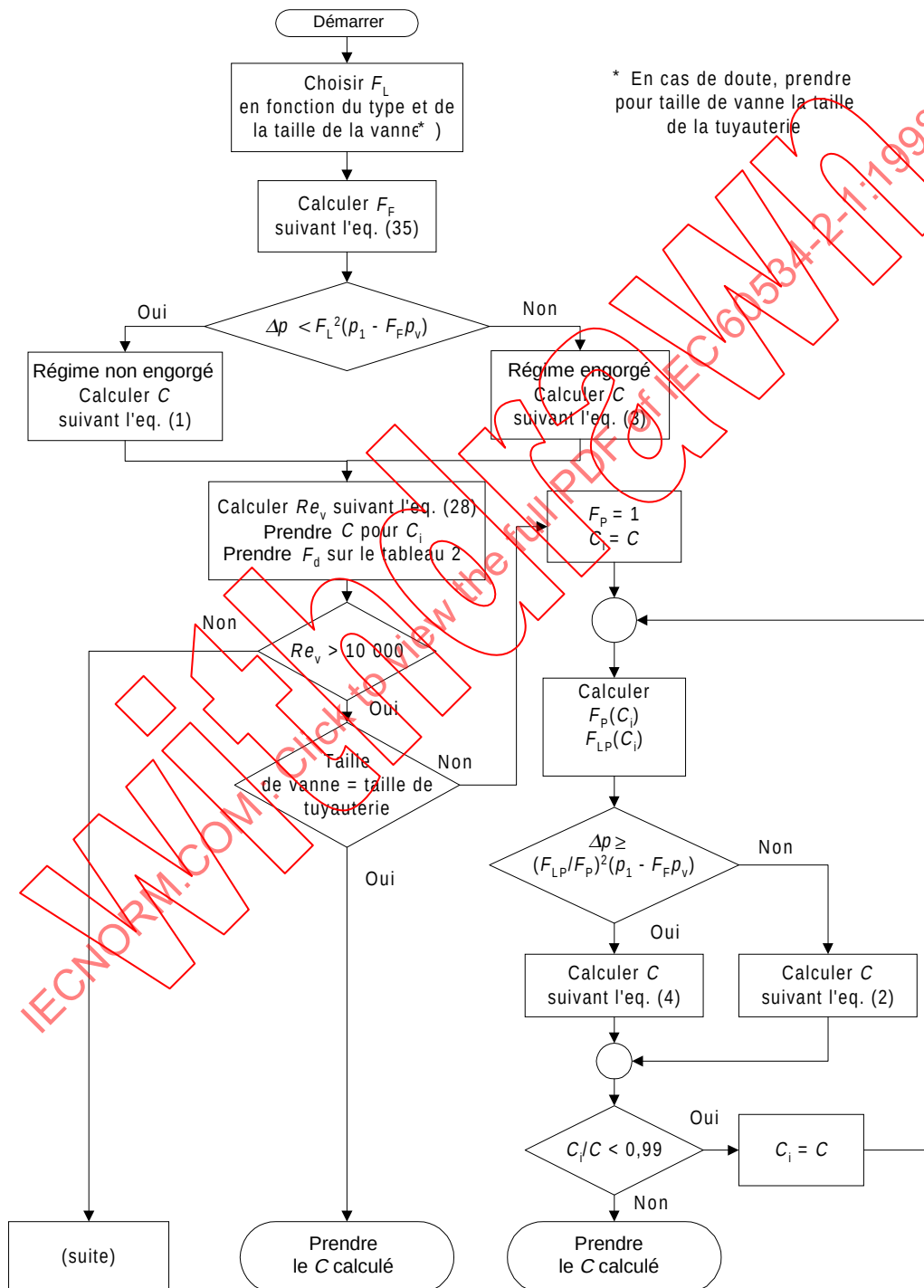


Figure A.2 – Swing-through butterfly valve

Annexe B (informative)

Organigramme de dimensionnement des vannes de régulation

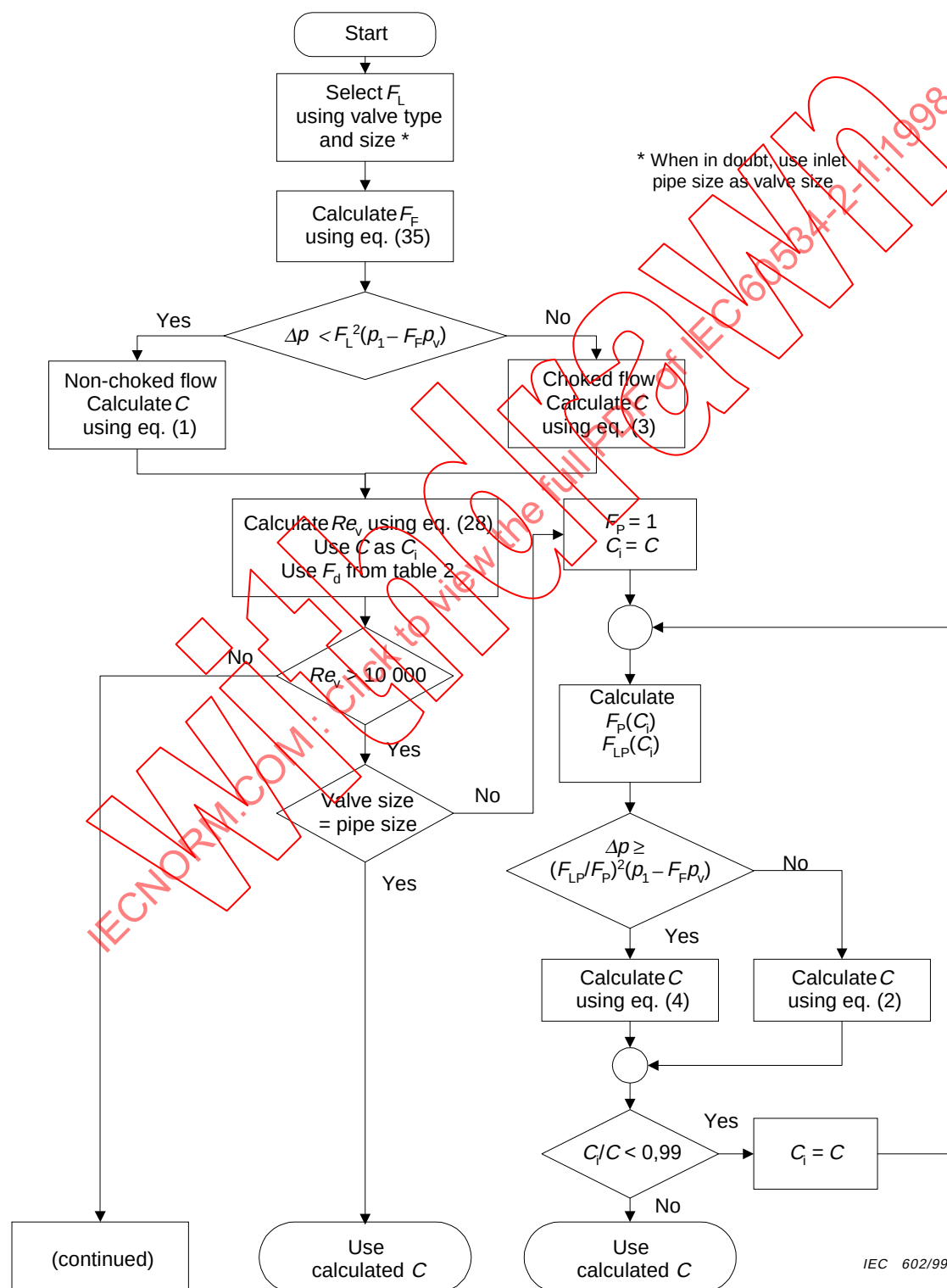
B.1 Fluides incompressibles



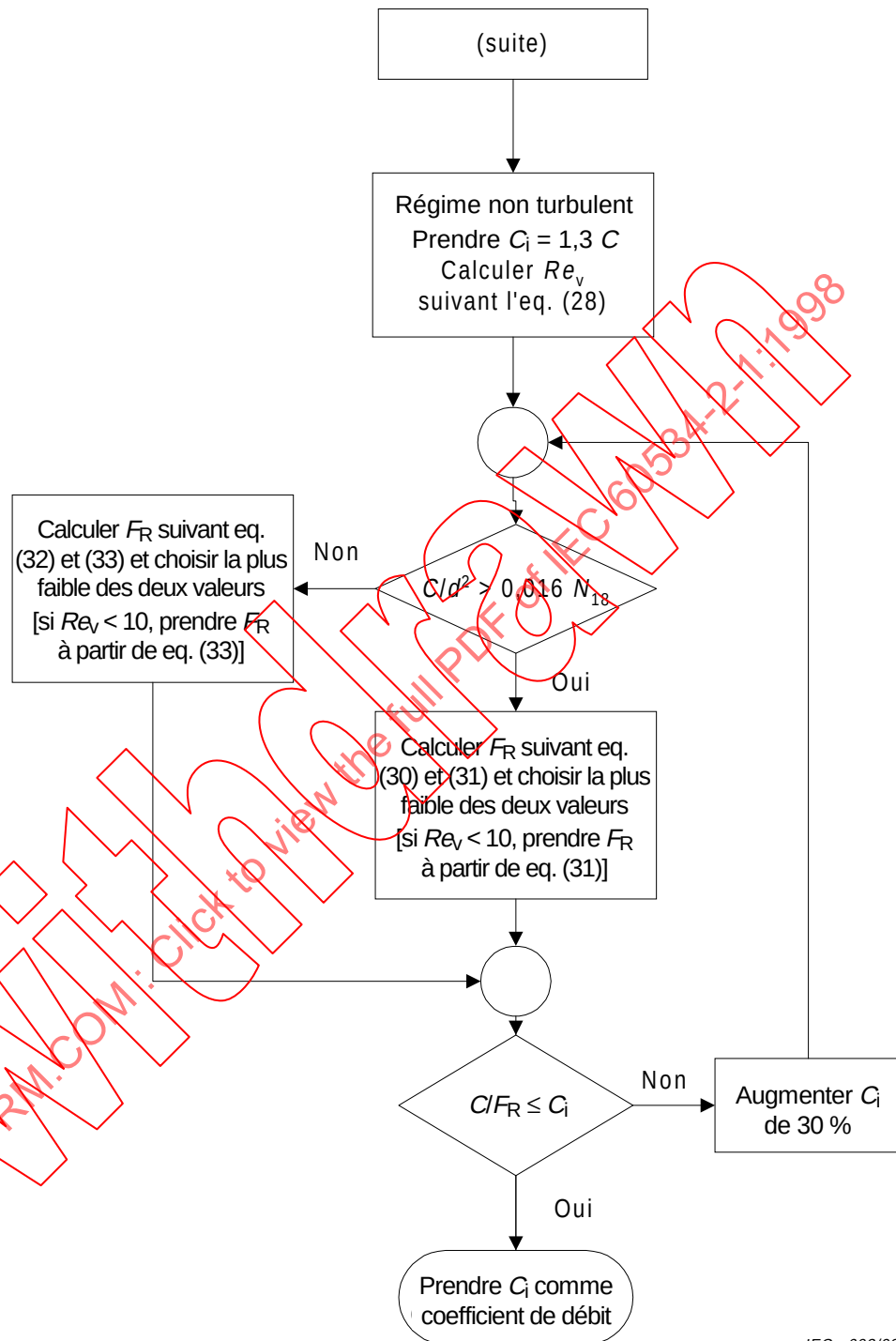
Annex B (informative)

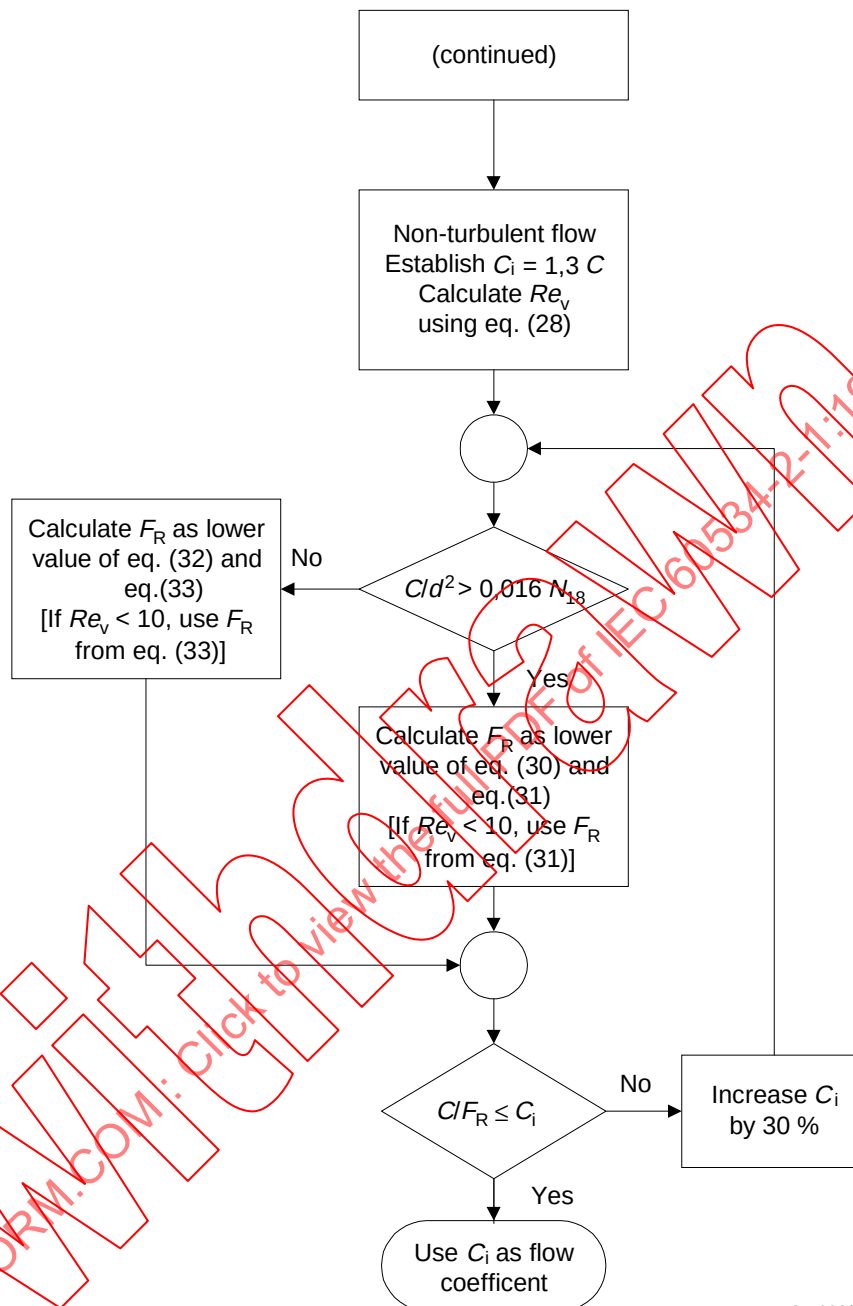
Control valve sizing flow charts

B.1 Incompressible fluids

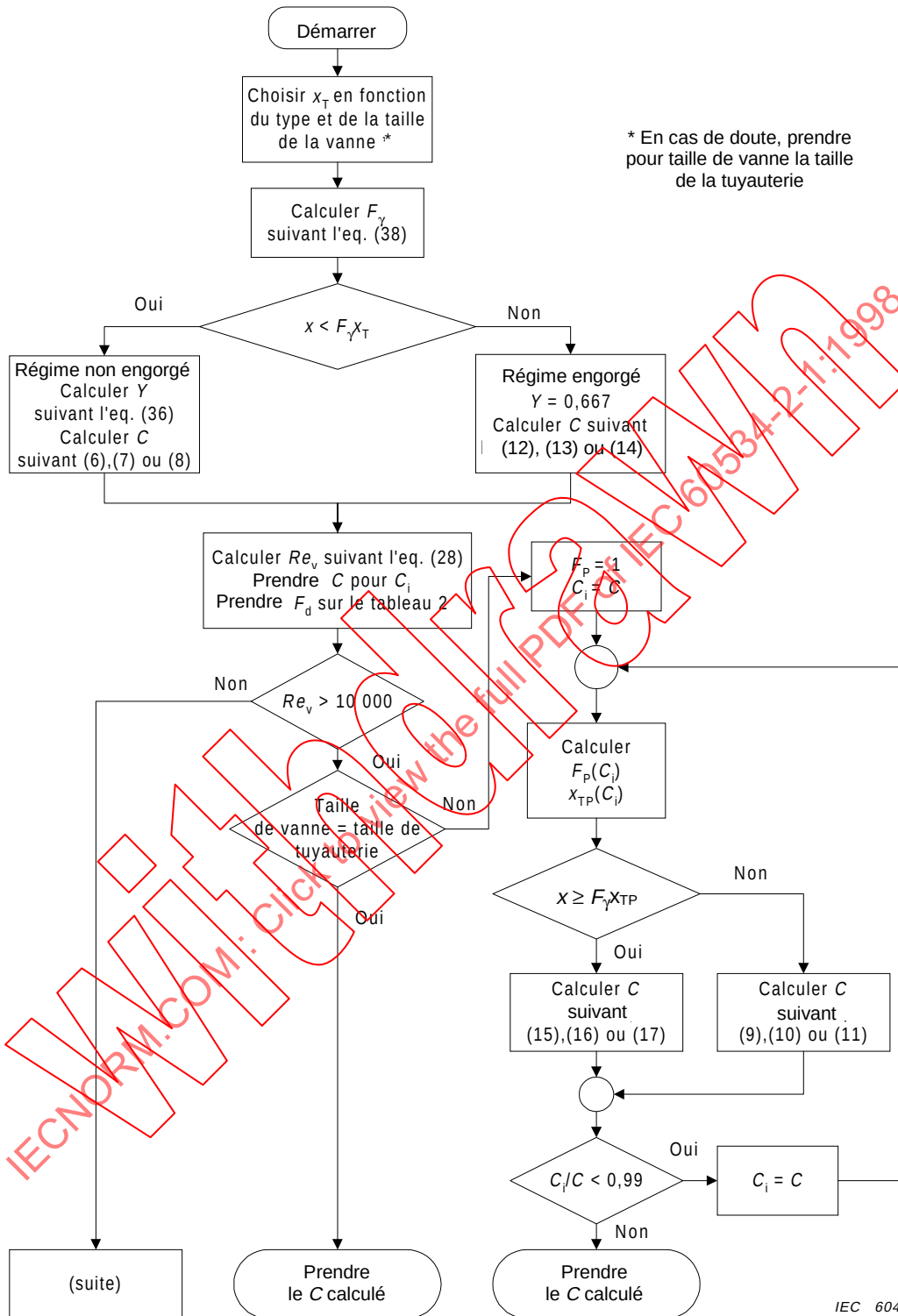


B.1 Fluides incompressibles (suite)

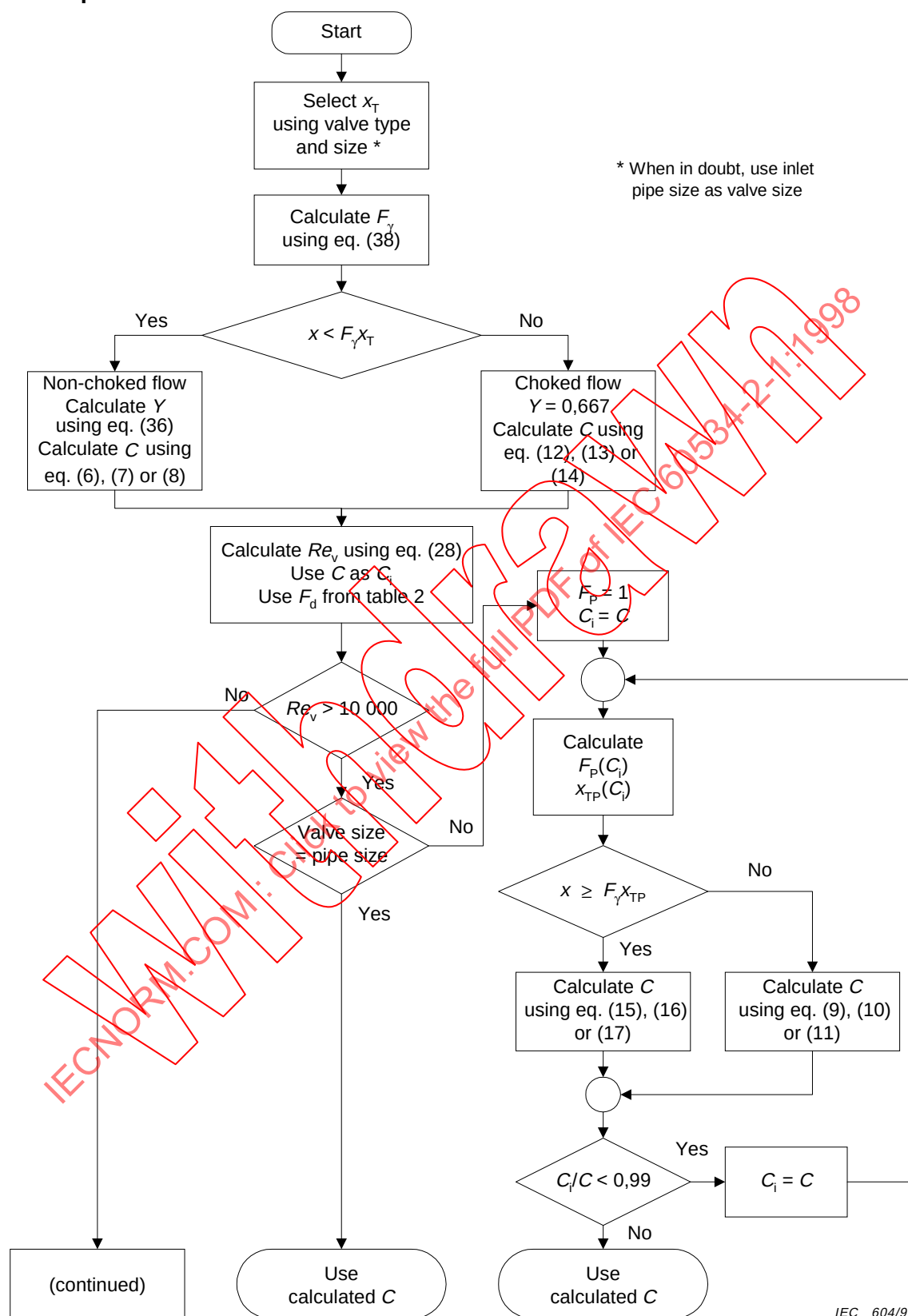


B.1 Incompressible fluids (continued)

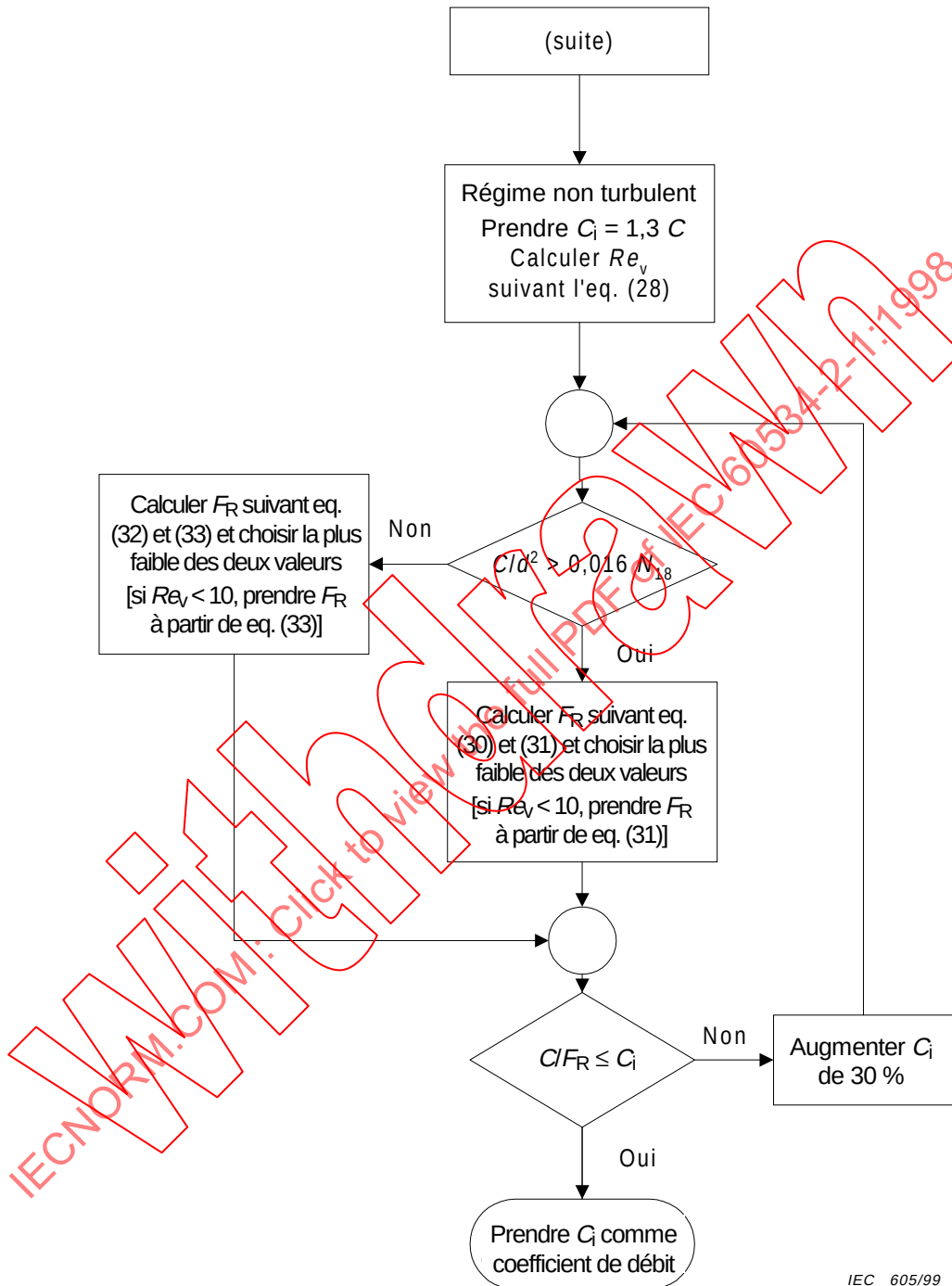
B.2 Fluides compressibles

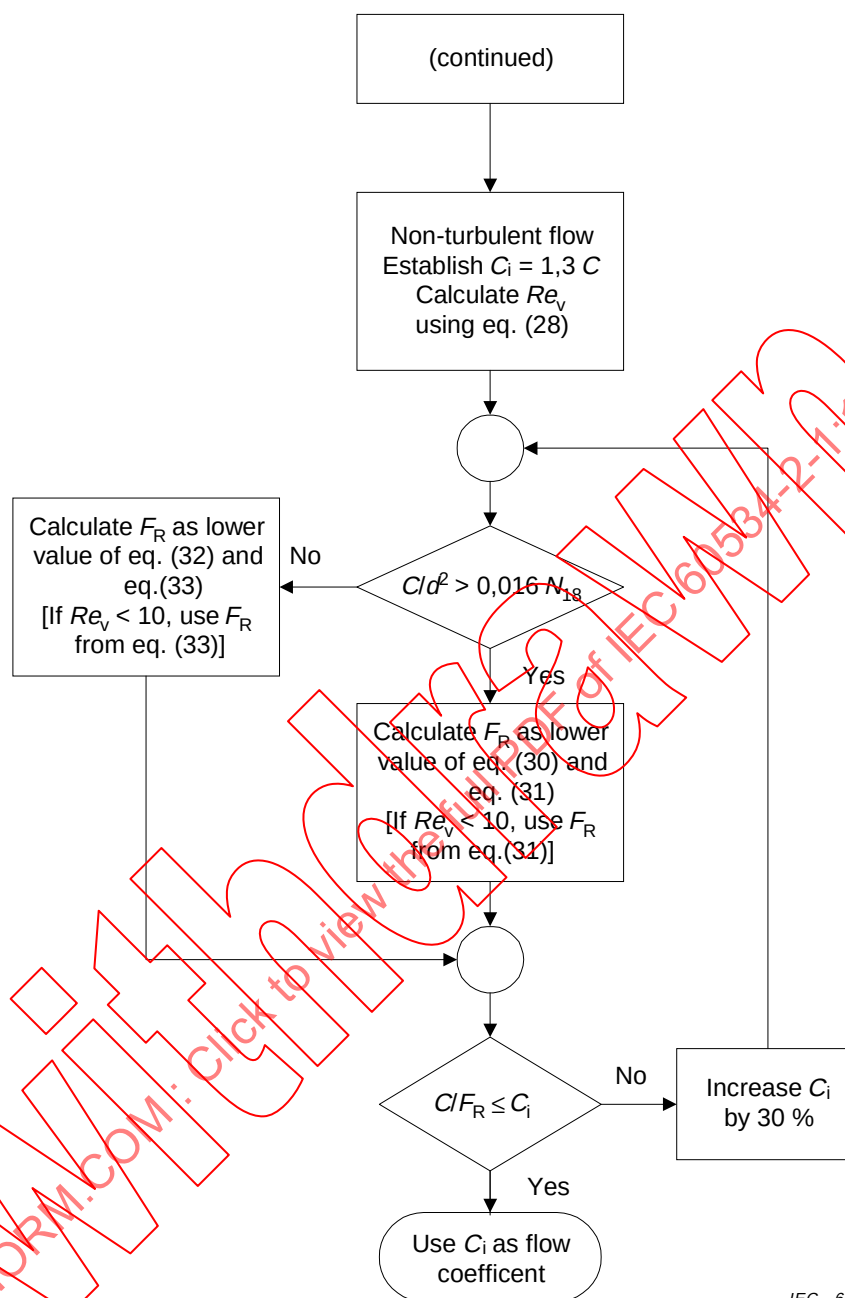


B.2 Compressible fluids



B.2 Fluides incompressibles (suite)



B.2 Compressible fluids (continued)

Annexe C (informative)

Constantes physiques ¹⁾

Gaz ou vapeur	Symbole	M	γ	F_γ	p_c ²⁾	T_c ³⁾
Acétylène	C ₂ H ₂	26,04	1,30	0,929	6 140	309
Air	–	28,97	1,40	1,000	3 771	133
Ammoniac	NH ₃	17,03	1,32	0,943	11 400	406
Argon	A	39,948	1,67	1,191	4 870	151
Benzène	C ₆ H ₆	78,11	1,12	0,800	4 924	562
Isobutane	C ₄ H ₁₀	58,12	1,10	0,784	3 638	408
Butane-n	C ₄ H ₁₀	58,12	1,11	0,793	3 800	425
Isobutylène	C ₄ H ₈	56,11	1,11	0,790	4 000	418
Gaz carbonique	CO ₂	44,01	1,30	0,929	7 387	304
Monoxide de carbone	CO	28,01	1,40	1,000	3 496	133
Chlore	Cl ₂	70,906	1,31	0,934	7 980	417
Ethane	C ₂ H ₆	30,07	1,22	0,871	4 884	305
Ethylène	C ₂ H ₄	28,05	1,22	0,871	5 040	283
Fluor	F ₂	18,998	1,36	0,970	5 215	144
Fréon 11 (trichloromonofluorométhane)	CCl ₃ F	137,37	1,14	0,811	4 409	471
Fréon 12 (dichlorodifluorométhane)	CCl ₂ F ₂	120,91	1,13	0,807	4 114	385
Fréon 13 (chlorotrifluorométhane)	CClF ₃	104,46	1,14	0,814	3 869	302
Fréon 22 (chlorodifluorométhane)	CHClF ₂	80,47	1,18	0,846	4 977	369
Hélium	He	4,003	1,66	1,186	229	5,25
Heptane-n	C ₇ H ₁₆	100,20	1,05	0,750	2 736	540
Hydrogène	H ₂	2,016	1,41	1,007	1 297	33,25
Acide chlorhydrique	HCl	36,46	1,41	1,007	8 319	325
Acide fluorhydrique	HF	20,01	0,97	0,691	6 485	461
Méthane	CH ₄	16,04	1,32	0,943	4 600	191
Chlorure de méthyle	CH ₃ Cl	50,49	1,24	0,889	6 677	417
Gaz naturel ⁴⁾	–	17,74	1,27	0,907	4 634	203
Néon	Ne	20,179	1,64	1,171	2 726	44,45
Monoxyde d'azote	NO	63,01	1,40	1,000	6 485	180
Azote	N ₂	28,013	1,40	1,000	3 394	126
Octane	C ₈ H ₁₈	114,23	1,66	1,186	2 513	569
Oxygène	O ₂	32,000	1,40	1,000	5 040	155
Pentane	C ₅ H ₁₂	72,15	1,06	0,757	3 374	470
Propane	C ₃ H ₈	44,10	1,15	0,821	4 256	370
Propylène	C ₃ H ₆	42,08	1,14	0,814	4 600	365
Vapeur saturée	–	18,016	1,25 – 1,32 ⁴⁾	0,893 – 0,943 ⁴⁾	22 119	647
Anhydride sulfureux	SO ₂	64,06	1,26	0,900	7 822	430
Vapeur surchauffée	–	18,016	1,315	0,939	22 119	647

¹⁾ Les constantes correspondent (sauf pour la vapeur) à des fluides à température ambiante et pression atmosphérique.

²⁾ Pression en kilopascals (kPa) (absolus).

³⁾ Température en kelvins (K).

⁴⁾ Valeur indicative; la valeur précise dépend de la composition détaillée.

Annex C (informative)

Physical constants ¹⁾

Gas or vapour	Symbol	<i>M</i>	γ	<i>F_γ</i>	<i>p_c</i> ²⁾	<i>T_c</i> ³⁾
Acetylene	C ₂ H ₂	26,04	1,30	0,929	6 140	309
Air	–	28,97	1,40	1,000	3 771	133
Ammonia	NH ₃	17,03	1,32	0,943	11 400	406
Argon	A	39,948	1,67	1,191	4 870	151
Benzene	C ₆ H ₆	78,11	1,12	0,800	4 924	562
Isobutane	C ₄ H ₉	58,12	1,10	0,784	3 638	408
n-Butane	C ₄ H ₁₀	58,12	1,11	0,793	3 800	425
Isobutylene	C ₄ H ₈	56,11	1,11	0,790	4 000	418
Carbon dioxide	CO ₂	44,01	1,30	0,929	7 387	304
Carbon monoxide	CO	28,01	1,40	1,000	3 496	133
Chlorine	Cl ₂	70,906	1,31	0,934	7 980	417
Ethane	C ₂ H ₆	30,07	1,22	0,871	4 884	305
Ethylene	C ₂ H ₄	28,05	1,22	0,871	5 040	283
Fluorine	F ₂	18,998	1,36	0,970	5 215	144
Freon 11 (trichloromonofluoromethane)	CCl ₃ F	137,37	1,14	0,811	4 409	471
Freon 12 (dichlorodifluoromethane)	CCl ₂ F ₂	120,91	1,13	0,807	4 114	385
Freon 13 (chlorotrifluoromethane)	CClF ₃	104,46	1,14	0,814	3 869	302
Freon 22 (chlorodifluoromethane)	CHClF ₂	80,47	1,18	0,846	4 977	369
Helium	He	4,003	1,66	1,186	229	5,25
n-Heptane	C ₇ H ₁₆	100,20	1,05	0,750	2 736	540
Hydrogen	H ₂	2,016	1,41	1,007	1 297	33,25
Hydrogen chloride	HCl	36,46	1,41	1,007	8 319	325
Hydrogen fluoride	HF	20,01	0,97	0,691	6 485	461
Methane	CH ₄	16,04	1,32	0,943	4 600	191
Methyl chloride	CH ₃ Cl	50,49	1,24	0,889	6 677	417
Natural gas ⁴⁾	–	17,74	1,27	0,907	4 634	203
Neon	Ne	20,179	1,64	1,171	2 726	44,45
Nitric oxide	NO	63,01	1,40	1,000	6 485	180
Nitrogen	N ₂	28,013	1,40	1,000	3 394	126
Octane	C ₈ H ₁₈	114,23	1,66	1,186	2 513	569
Oxygen	O ₂	32,000	1,40	1,000	5 040	155
Pentane	C ₅ H ₁₂	72,15	1,06	0,757	3 374	470
Propane	C ₃ H ₈	44,10	1,15	0,821	4 256	370
Propylene	C ₃ H ₆	42,08	1,14	0,814	4 600	365
Saturated steam	–	18,016	1,25 – 1,32 ⁴⁾	0,893 – 0,943 ⁴⁾	22 119	647
Sulphur dioxide	SO ₂	64,06	1,26	0,900	7 822	430
Superheated steam	–	18,016	1,315	0,939	22 119	647

¹⁾ Constants are for fluids (except for steam) at ambient temperature and atmospheric pressure.

²⁾ Pressure units are kilopascals (kPa) (absolute).

³⁾ Temperature units are in kelvins (K).

⁴⁾ Representative values; exact characteristics require knowledge of exact constituents.

Annexe D (informative)

Exemples de calculs de dimensionnement

Exemple 1: Fluide incompressible – régime turbulent non engorgé sans raccords adjacents

Conditions de service:

Fluide:	eau
Température d'entrée:	$T_1 = 363 \text{ K}$
Masse volumique:	$\rho_1 = 965,4 \text{ kg/m}^3$
Pression de vapeur:	$p_v = 70,1 \text{ kPa}$
Pression critique thermodynamique:	$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$
Viscosité cinématique:	$\nu = 3,26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
Pression absolue d'entrée:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
Pression absolue de sortie:	$p_2 = 220 \text{ kPa}$
Débit:	$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$
Diamètre de la tuyauterie:	$D_1 = D_2 = 150 \text{ mm}$

Caractéristiques de la vanne:

Type de vanne:	à soupape
Obturbateur:	clapet parabolique
Direction du fluide:	tendant à ouvrir
Dimension de la vanne:	$d = 150 \text{ mm}$
Facteur de récupération de pression du liquide:	$F_L = 0,90$ (d'après tableau 2)
Coefficient de correction générique de vanne:	$F_d = 0,46$ (d'après tableau 2)

Calculs:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0,944 \quad (35)$$

où

$$p_v = 70,1 \text{ kPa}$$

$$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$$

Ensuite, déterminer le type de régime:

$$F_L^2 (p_1 - F_F \times p_v) = 497,2 \text{ kPa}$$

Annex D (informative)

Examples of sizing calculations

Example 1: Incompressible flow – non-choked turbulent flow without attached fittings

Process data:

Fluid:	water
Inlet temperature:	$T_1 = 363 \text{ K}$
Density:	$\rho_1 = 965,4 \text{ kg/m}^3$
Vapour pressure:	$p_v = 70,1 \text{ kPa}$
Thermodynamic critical pressure:	$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$
Kinematic viscosity:	$\nu = 3,26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
Inlet absolute pressure:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
Outlet absolute pressure:	$p_2 = 220 \text{ kPa}$
Flow rate:	$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$
Pipe size:	$D_1 = D_2 = 150 \text{ mm}$

Valve data:

Valve style:	globe
Trim:	parabolic plug
Flow direction:	flow-to-open
Valve size:	$d = 150 \text{ mm}$
Liquid pressure recovery factor:	$F_L = 0,90$ (from table 2)
Valve style modifier:	$F_d = 0,46$ (from table 2)

Calculations:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0,944 \quad (35)$$

where

$$p_v = 70,1 \text{ kPa}$$

$$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$$

Next, determine the type of flow:

$$F_L^2 (p_1 - F_F \times p_v) = 497,2 \text{ kPa}$$

Cette valeur est supérieure à la pression différentielle ($\Delta p = 460$ kPa); le régime est donc non engorgé et le coefficient de débit C est calculé à partir de l'équation (1):

$$C = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{\Delta p}} = 165 \text{ m}^3/\text{h pour } K_v \quad (1)$$

où

$$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$N_1 = 1 \times 10^{-1} \text{ d'après le tableau 1}$$

$$\rho_1 / \rho_0 = 0,965$$

$$\Delta p = 460 \text{ kPa}$$

Ensuite, calculer Re_v :

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C_i F_L}} \left[\frac{F_L^2 C_i^2}{N_2 D^4} + 1 \right]^{1/4} = 2,967 \times 10^6 \quad (28)$$

où

$$N_2 = 1,60 \times 10^{-3} \text{ d'après le tableau 1}$$

$$N_4 = 7,07 \times 10^{-2} \text{ d'après le tableau 1}$$

$$F_d = 0,46$$

$$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\nu = 3,26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$C_i = C = K_v = 165 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$F_L = 0,90$$

$$D = 150 \text{ mm}$$

Comme le nombre de Reynolds de la vanne est supérieur à 10 000, le régime est turbulent, et le calcul du coefficient C comme ci-dessus est correct.

Exemple 2: Fluide incompressible – régime engorgé sans raccords adjacents

Conditions de service:

Fluide:	eau
Température d'entrée:	$T_1 = 363 \text{ K}$
Masse volumique:	$\rho_1 = 965,4 \text{ kg/m}^3$
Pression de vapeur:	$p_v = 70,1 \text{ kPa}$
Pression critique thermodynamique:	$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$
Viscosité cinématique:	$\nu = 3,26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
Pression absolue d'entrée:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
Pression absolue de sortie:	$p_2 = 220 \text{ kPa}$
Débit:	$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$
Diamètre de la tuyauterie:	$D_1 = D_2 = 100 \text{ mm}$

which is more than the differential pressure ($\Delta p = 460$ kPa); therefore, the flow is non-choked, and the flow coefficient C is calculated using equation (1):

$$C = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{\Delta p}} = 165 \text{ m}^3/\text{h for } K_v \quad (1)$$

where

$$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$N_1 = 1 \times 10^{-1} \text{ from table 1}$$

$$\rho_1 / \rho_0 = 0,965$$

$$\Delta p = 460 \text{ kPa}$$

Next, calculate Re_v :

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C_i F_L}} \left[\frac{F_L^2 C_i^2}{N_2 D^4} + 1 \right]^{1/4} = 2,967 \times 10^6 \quad (28)$$

where

$$N_2 = 1,60 \times 10^{-3} \text{ from table 1}$$

$$N_4 = 7,07 \times 10^{-2} \text{ from table 1}$$

$$F_d = 0,46$$

$$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\nu = 3,26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$C_i = C = K_v = 165 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$F_L = 0,90$$

$$D = 150 \text{ mm}$$

Since the valve Reynolds number is greater than 10 000, the flow is turbulent, and the flow coefficient C as calculated above is correct.

Example 2: Incompressible flow – choked flow without attached fittings

Process data:

Fluid:	water
Inlet temperature:	$T_1 = 363 \text{ K}$
Density:	$\rho_1 = 965,4 \text{ kg/m}^3$
Vapour pressure:	$p_v = 70,1 \text{ kPa}$
Thermodynamic critical pressure:	$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$
Kinematic viscosity:	$\nu = 3,26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$
Inlet absolute pressure:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
Outlet absolute pressure:	$p_2 = 220 \text{ kPa}$
Flow rate:	$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$
Pipe size:	$D_1 = D_2 = 100 \text{ mm}$

Caractéristiques de la vanne:

Type de vanne:	à tournant
Obturbateur:	à secteur sphérique
Direction du fluide:	tend à ouvrir
Dimension de la vanne:	$d = 100 \text{ mm}$
Facteur de récupération de pression du liquide:	$F_L = 0,60$ (d'après tableau 2)
Coefficient de correction générique de vanne:	$F_d = 0,98$ (d'après tableau 2)

Calculs:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0,944 \quad (35)$$

où

$$p_v = 70,1 \text{ kPa}$$

$$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$$

Ensuite, déterminer le type de régime:

$$F_L^2 (p_1 - F_F \times p_v) = 221 \text{ kPa}$$

Cette valeur est inférieure à la pression différentielle ($\Delta p = 460 \text{ kPa}$); le régime est donc engorgé et le coefficient de débit C est calculé à partir de l'équation (3):

$$C = \frac{Q}{N_1 F_L} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{p_1 - F_F p_v}} = 238 \text{ m}^3/\text{h} \text{ pour } K_v \quad (3)$$

où

$$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$N_1 = 1 \times 10^{-1} \text{ d'après le tableau 1}$$

$$F_L = 0,60$$

$$\rho_1 / \rho_0 = 0,965$$

$$p_1 = 680 \text{ kPa}$$

$$F_F = 0,944$$

$$p_v = 70,1 \text{ kPa}$$

Ensuite, calculer Re_v :

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C_i F_L}} \left[\frac{F_L^2 C_i^2}{N_2 D^4} + 1 \right]^{1/4} = 6,598 \times 10^6 \quad (28)$$

où

$$N_2 = 1,60 \times 10^{-3} \text{ d'après le tableau 1}$$

$$N_4 = 7,07 \times 10^{-2} \text{ d'après le tableau 1}$$

$$F_d = 0,98$$

$$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\nu = 3,26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s};$$

$$C_i = C = K_v = 238 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$F_L = 0,60$$

$$D = 100 \text{ mm}$$

Valve data:

Valve style:	ball valve
Trim:	segmented ball
Flow direction:	flow-to-open
Valve size:	$d = 100 \text{ mm}$
Liquid pressure recovery factor:	$F_L = 0,60$ (from table 2)
Valve style modifier:	$F_d = 0,98$ (from table 2)

Calculations:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0,944 \quad (35)$$

where

$$p_v = 70,1 \text{ kPa}$$

$$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$$

Next, determine the type of flow:

$$F_L^2 (p_1 - F_F \times p_v) = 221 \text{ kPa}$$

which is less than the differential pressure ($\Delta p = 460 \text{ kPa}$); therefore, the flow is choked and the flow coefficient C is calculated using equation (3).

$$C = \frac{Q}{N_1 F_L} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{p_1 - F_F p_v}} = 238 \text{ m}^3/\text{h for } K_v \quad (3)$$

where

$$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$N_1 = 1 \times 10^{-1} \text{ from table 1}$$

$$F_L = 0,60$$

$$\rho_1 / \rho_0 = 0,965$$

$$p_1 = 680 \text{ kPa}$$

$$F_F = 0,944$$

$$p_v = 70,1 \text{ kPa}$$

Next, calculate Re_v :

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C_i} F_L} \left[\frac{F_L^2 C_i^2}{N_2 D^4} + 1 \right]^{1/4} = 6,598 \times 10^6 \quad (28)$$

where

$$N_2 = 1,60 \times 10^{-3} \text{ from table 1}$$

$$N_4 = 7,07 \times 10^{-2} \text{ from table 1}$$

$$F_d = 0,98$$

$$Q = 360 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\nu = 3,26 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$C_i = C = K_v = 238 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$F_L = 0,60$$

$$D = 100 \text{ mm}$$

Comme le nombre de Reynolds de la vanne est supérieur à 10 000, le régime est turbulent, et il n'est pas nécessaire d'effectuer de correction.

Exemple 3: Fluide compressible – régime non engorgé avec raccords adjacents

Conditions de service:

Fluide:	gaz carbonique
Température d'entrée:	$T_1 = 433 \text{ K}$
Masse molaire:	$M = 44,01 \text{ kg/kmol}$
Viscosité cinématique:	$\nu = 1,743 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
Rapport des chaleurs massiques:	$\gamma = 1,30$
Facteur de compressibilité:	$Z = 0,988$
Pression absolue d'entrée:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
Pression absolue de sortie:	$p_2 = 310 \text{ kPa}$
Débit:	$Q = 3\,800 \text{ m}^3/\text{h}$ standard à 101,325 kPa et 0 °C
Diamètre intérieur de la tuyauterie amont:	$D_1 = 80 \text{ mm}$
Diamètre intérieur de la tuyauterie aval:	$D_2 = 100 \text{ mm}$
Réducteurs:	concentriques, courts

Caractéristiques de la vanne:

Type de vanne:	rotative
Équipement interne:	à obturateur rotatif excentré
Direction du fluide:	tend à ouvrir
Dimension de la vanne:	$d = 50 \text{ mm}$
Facteur du rapport de pression différentielle:	$x_T = 0,60$ (d'après tableau 2)
Facteur de récupération de pression du liquide:	$F_L = 0,85$ (d'après tableau 2)
Coefficient de correction générique de vanne:	$F_d = 0,42$ (d'après tableau 2)

Calculs:

$$F_Y = \frac{\gamma}{140} = 0,929 \quad (38)$$

où

$$\gamma = 1,30$$

et

$$x = \frac{\Delta p}{p_1} = 0,544$$

Cette valeur est inférieure à $F_Y x_T = 0,557$; l'écoulement est donc non engorgé et le coefficient de débit est calculé à partir de l'équation (11). Puis, Y est calculé à partir de l'équation (36):