

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC**

60534-2-5

Première édition
First edition
2003-09

Vannes de régulation des processus industriels –

Partie 2-5:

Capacité d'écoulement –

**Equations de dimensionnement pour l'écoulement
des fluides dans les vannes de régulation multi-
étagées avec récupération entre étages**

Industrial process control valves –

Part 2-5:

Flow capacity –

**Sizing equations for fluid flow through multistage
control valves with interstage recovery**



Numéro de référence
Reference number
CEI/IEC 60534-2-5:2003

Numérotation des publications

Depuis le 1er janvier 1997, les publications de la CEI sont numérotées à partir de 60000. Ainsi, la CEI 34-1 devient la CEI 60034-1.

Editions consolidées

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

Informations supplémentaires sur les publications de la CEI

Le contenu technique des publications de la CEI est constamment revu par la CEI afin qu'il reflète l'état actuel de la technique. Des renseignements relatifs à cette publication, y compris sa validité, sont disponibles dans le Catalogue des publications de la CEI (voir ci-dessous) en plus des nouvelles éditions, amendements et corrigenda. Des informations sur les sujets à l'étude et l'avancement des travaux entrepris par le comité d'études qui a élaboré cette publication, ainsi que la liste des publications parues, sont également disponibles par l'intermédiaire de:

- Site web de la CEI (www.iec.ch)
- Catalogue des publications de la CEI

Le catalogue en ligne sur le site web de la CEI (www.iec.ch/searchpub) vous permet de faire des recherches en utilisant de nombreux critères, comprenant des recherches textuelles, par comité d'études ou date de publication. Des informations en ligne sont également disponibles sur les nouvelles publications, les publications remplacées ou retirées, ainsi que sur les corrigenda.

- IEC Just Published

Ce résumé des dernières publications parues (www.iec.ch/online_news/justpub) est aussi disponible par courrier électronique. Veuillez prendre contact avec le Service client (voir ci-dessous) pour plus d'informations.

- Service clients

Si vous avez des questions au sujet de cette publication ou avez besoin de renseignements supplémentaires, prenez contact avec le Service clients:

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

Publication numbering

As from 1 January 1997 all IEC publications are issued with a designation in the 60000 series. For example, IEC 34-1 is now referred to as IEC 60034-1.

Consolidated editions

The IEC is now publishing consolidated versions of its publications. For example, edition numbers 1.0, 1.1 and 1.2 refer, respectively, to the base publication, the base publication incorporating amendment 1 and the base publication incorporating amendments 1 and 2.

Further information on IEC publications

The technical content of IEC publications is kept under constant review by the IEC, thus ensuring that the content reflects current technology. Information relating to this publication, including its validity, is available in the IEC Catalogue of publications (see below) in addition to new editions, amendments and corrigenda. Information on the subjects under consideration and work in progress undertaken by the technical committee which has prepared this publication, as well as the list of publications issued, is also available from the following:

- IEC Web Site (www.iec.ch)
- Catalogue of IEC publications

The on-line catalogue on the IEC web site (www.iec.ch/searchpub) enables you to search by a variety of criteria including text searches, technical committees and date of publication. On-line information is also available on recently issued publications, withdrawn and replaced publications, as well as corrigenda.

- IEC Just Published

This summary of recently issued publications (www.iec.ch/online_news/justpub) is also available by email. Please contact the Customer Service Centre (see below) for further information.

- Customer Service Centre

If you have any questions regarding this publication or need further assistance, please contact the Customer Service Centre:

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

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC**

60534-2-5

Première édition
First edition
2003-09

Vannes de régulation des processus industriels –

Partie 2-5:

Capacité d'écoulement –

**Equations de dimensionnement pour l'écoulement
des fluides dans les vannes de régulation multi-
étagées avec récupération entre étages**

Industrial process control valves –

Part 2-5:

Flow capacity –

**Sizing equations for fluid flow through multistage
control valves with interstage recovery**

© IEC 2003 Droits de reproduction réservés — Copyright - all rights reserved

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

No part of this publication may be reproduced or utilized in any form or by any means, electronic or mechanical, including photocopying and microfilm, without permission in writing from the publisher.

International Electrotechnical Commission, 3, rue de Varembé, PO Box 131, CH-1211 Geneva 20, Switzerland
Telephone: +41 22 919 02 11 Telefax: +41 22 919 03 00 E-mail: inmail@iec.ch Web: www.iec.ch



Commission Electrotechnique Internationale
International Electrotechnical Commission
Международная Электротехническая Комиссия

CODE PRIX
PRICE CODE

U

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

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS	4
INTRODUCTION	8
1 Domaine d'application.....	10
2 Références normatives	10
3 Termes and définitions.....	10
4 Installation	14
5 Symboles.....	16
6 Equations de dimensionnement pour fluides incompressibles	18
6.1 Ecoulement turbulent.....	18
7 Equations de dimensionnement pour fluides compressibles	20
7.1 Ecoulement turbulent.....	22
8 Détermination des facteurs de correction	24
8.1 Facteur F_P de géométrie de la tuyauterie	24
8.2 Facteurs de récupération de pression du liquide F_L ou F_{LP}	24
8.3 Facteur F_F de rapport de pression critique du liquide	26
8.4 Facteur de détente Y	26
8.5 Facteur de rapport de pression différentielle x_T ou x_{TP}	28
8.6 Facteur de rapport des chaleurs massiques F_γ	28
8.7 Facteur de compressibilité Z	28
8.8 Facteur d'interaction entre étages k	30
8.9 Facteur de réchauffe r	30
Annexe A (informative) Constantes physiques a	34
Annexe B (informative) Exemples de calculs de dimensionnement	36
Bibliographie	54
Figure 1 – Equipement interne multi-étagé à chemins multiples	12
Figure 2 – Equipement interne multi-étagé à chemin unique.....	14
Figure 3 – Section de tuyauterie de référence pour dimensionnement.....	16
Figure 4 – Facteur F_F du rapport de la pression critique du liquide	32
Tableau 1 – Constantes numériques N	30
Tableau 2 – Valeurs typiques du facteur de récupération de pression critique du liquide F_L et du facteur de rapport de pression différentielle x_T à pleine ouverture à la course nominale	32
Tableau 3 – Valeurs du facteur d'interaction entre étages k et du facteur de réchauffe r	32

CONTENTS

FOREWORD	5
INTRODUCTION	9
1 Scope	11
2 Normative references	11
3 Terms and definitions	11
4 Installation	15
5 Symbols	17
6 Sizing equations for incompressible fluids	19
6.1 Turbulent flow	19
7 Sizing equations for compressible fluids	21
7.1 Turbulent flow	23
8 Determination of correction factors	25
8.1 Piping geometry factor, F_p	25
8.2 Liquid pressure recovery factors F_L or F_{LP}	25
8.3 Liquid critical pressure ratio factor F_F	27
8.4 Expansion factor Y	27
8.5 Pressure differential ratio factor x_T or x_{TP}	29
8.6 Specific heat ratio factor F_γ	29
8.7 Compressibility factor Z	29
8.8 Stage interaction factor k	31
8.9 Reheat factor r	31
Annex A (informative) Physical constants a	35
Annex B (informative) Examples of sizing calculations	37
Bibliography	55
Figure 1 – Multistage multipath trim	13
Figure 2 – Multistage single path trim	15
Figure 3 – Reference pipe section for sizing	17
Figure 4 – Liquid critical pressure ratio factor F_F	33
Table 1 – Numerical constants N	31
Table 2 – Typical values of liquid pressure recovery factor F_L , and pressure differential ratio factor x_T at full rated travel	33
Table 3 – Values of the stage interaction factors k and the reheat factors r	33

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

Partie 2-5: Capacité d'écoulement – Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides dans les vannes de régulation multi-étagées avec récupération entre étages

AVANT-PROPOS

- 1) La CEI (Commission Electrotechnique Internationale) 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 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 60534-2-5 a été établie par le sous-comité 65B: Dispositifs, du comité d'études 65 de la CEI: Mesure et commande dans les processus industriels.

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

FDIS	Rapport de vote
65B/488/FDIS	65B/502/RVD

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

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

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –

**Part 2-5: Flow capacity – Sizing equations for fluid flow
through multistage control valves with interstage recovery**

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, 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 60534-2-5 has been prepared by subcommittee 65B: Devices, of IEC technical committee 65: Industrial-process measurement and control.

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

FDIS	Report on voting
65B/488/FDIS	65B/502/RVD

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

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

Le comité a décidé que le contenu de cette publication ne sera pas modifié avant 2007.
A cette date, la publication sera

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

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60534-2-5:2003

Withdrawn

The committee has decided that the contents of this publication will remain unchanged until 2007. At this date, the publication will be

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

Withdrawn
IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60534-2-5:2003

INTRODUCTION

La présente partie de la CEI 60534 comprend des équations permettant de prédire le débit qui sont les mêmes que celles de la CEI 60534-2-1. Les différences de cette norme multi-étagée sont:

- a) l'équation pour calculer le facteur de détente Y (équation 18);
- b) la non-inclusion de la section concernant le dimensionnement pour les écoulements laminaires;
- c) l'inclusion du facteur d'interaction entre étages k (8.8) et du facteur de réchauffe r (8.9);
- d) l'addition des Tableaux des valeurs de F_L et x_T pour les vannes multi-étagées.

Les données d'essai utilisées pour valider la méthode pour un nombre d'étages compris entre un et cinq ont été obtenues à partir d'essais de capacité d'écoulement effectués selon la CEI 60534-2-3 en utilisant de l'air comme fluide d'essai et des pressions variant de 5×10^5 Pa à $13,5 \times 10^5$ Pa et une température d'environ 300 K. Certaines données ont été obtenues en installation industrielle avec de la vapeur d'eau et des pressions variant de 12×10^5 Pa et 110×10^5 Pa et des températures de 460 K à 750 K.

Cette méthode est applicable à n'importe quel nombre d'étages mais n'a été validée que jusqu'à cinq étages.

Si les coefficients spécifiques des vannes (tels que K_v ou C_v , F_L et x_T) ne peuvent pas être déterminés par la procédure appropriée de la CEI 60534-2-3, il convient d'utiliser les valeurs fournies par le fabricant.

INTRODUCTION

This part of IEC 60534 includes equations for predicting flow which are the same as IEC 60534-2-1. The differences in this multistage standard are:

- a) the equation for the calculation of expansion factor Y (equation 18);
- b) the non-inclusion of the section on sizing for laminar flow;
- c) the inclusion of stage interaction factor k (8.8) and reheat factor r (8.9);
- d) the addition of Tables for multistage valves for values of F_L and x_T .

The test data used to validate the method for numbers of stages from one to five was obtained from sizing tests carried out in accordance with IEC 60534-2-3 using air as the test medium at pressures varying from 5×10^5 Pa to $13,5 \times 10^5$ Pa and at temperatures of approximately 300 K. Some data was obtained under plant conditions using steam at pressures varying from 12×10^5 Pa to 110×10^5 Pa and temperatures from 460 K to 750 K.

The method is applicable to any number of stages but has only been validated up to five stages.

If valve specific coefficients (such as K_v or C_v , F_L , and x_T) cannot be determined by appropriate test procedures in IEC 60534-2-3, values supplied by the manufacturer should then be used.

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

Partie 2-5: Capacité d'écoulement –

Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides dans les vannes de régulation multi-étagées avec récupération entre étages

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 multi-étagées.

Les équations relatives aux fluides incompressibles sont fondées sur les équations de base 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 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 pour les fluides compressibles 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.

La présente norme s'applique uniquement aux conceptions de vannes de régulation multi-étagées à chemins multiples et multi-étagées à chemin unique.

2 Références normatives

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

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

CEI 60534-2-1:1998, *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*

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

3 Termes and définitions

Pour les besoins du présent document, les termes et définitions donnés dans la CEI 60534-1 ainsi que les suivants s'appliquent.

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –

Part 2-5: Flow capacity – Sizing equations for fluid flow through multistage control valves with interstage recovery

1 Scope

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

This standard is applicable only to those designs of multistage multipath control valves and multistage single path control valves.

2 Normative references

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

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

IEC 60534-2-1:1998, *Industrial-process control valves – Part 2-1: Flow capacity – Sizing equations for fluid flow under installed conditions*

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

3 Terms and definitions

For the purposes of this document, the terms and definitions given in IEC 60534-1 and the following apply.

3.1

vanne de régulation multi étagee

une vanne de régulation à soupape dans laquelle l'équipement interne comprend plusieurs étages qui sont séparés par un espace (voir Figures 1 et 2). Le contour géométrique des ouvertures de tous les étages doit être similaire. Le rapport entre le coefficient de débit C du second étage et celui du premier étage ne doit pas excéder 1,8. Le rapport de chacun des étages suivants à l'étage précédent ne doit pas excéder 1,55 et doit être uniforme dans une tolérance de $\pm 9\%$. Normalement, pour les fluides incompressibles, les coefficients de débit des étages sont identiques, un coefficient de débit C légèrement plus petit étant affecté à un étage particulier seulement s'il doit absorber une perte de charge supérieure.

3.2

espace

la distance entre deux étages adjacents

3.3

vanne de régulation multi-étagee à chemins multiples

une vanne de régulation à soupape dans laquelle l'équipement interne comprend plusieurs passages ayant plusieurs étages qui sont séparés par un espace (voir Figure 1). Il convient que l'espace entre les étages soit conforme aux valeurs calculées par les équation suivantes avec une tolérance de $+15\%$ et -10% (voir Figures 1 et 2).

$$\text{espace} = \text{surface totale du trou de l'étage amont adjacent à la course nominale} \times \frac{1}{l} \times \frac{1,589}{\sqrt{D_s}}$$

où

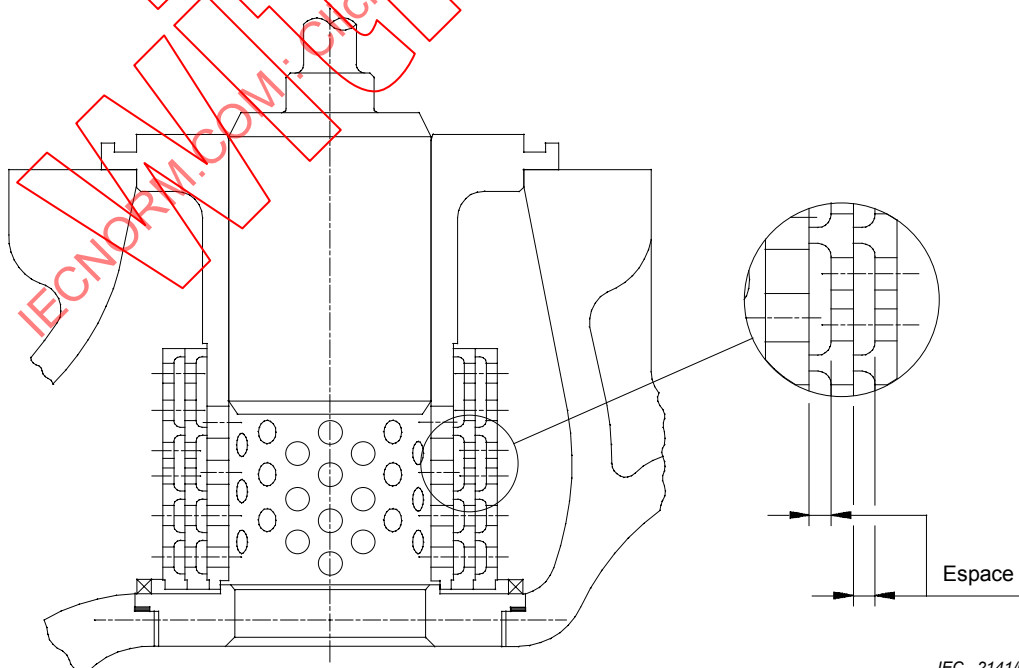
la surface totale du trou est en mm^2 ;

l est la course, en mm;

D_s est le diamètre extérieur de l'étage amont adjacent, en mm;

limite minimale de l'espace = 4 mm;

limite maximale de l'espace = 44 mm;



IEC 2141/03

NOTE Ceci est un exemple d'équipement interne multi-étagé.

Figure 1 – Equipement interne multi-étagé à chemins multiples

3.1

multistage control valves

a globe control valve where the trim has several stages which are separated by a gap (see Figures 1 and 2). The geometrical contour of the apertures in all stages must be similar. The ratio of the second stage flow coefficient C to the first stage flow coefficient C must not exceed 1,80. The ratio of the flow coefficient C of the other stages to their previous stage must not exceed 1,55 and must be uniform within a tolerance of $\pm 9\%$. Normally for incompressible fluids the flow coefficients of the stages are approximately equal, a slightly smaller flow coefficient C being allocated to a particular stage only if it is required to take a higher pressure drop.

3.2

gap

the distance between adjacent stages

3.3

multistage multipath control valves

a globe control valve where the trim has multiple flow passages having several stages which are separated by a gap (see Figure 1). The gap should conform to the values calculated from the following equation with a tolerance of $+15\%$ and -10% (see Figures 1 and 2).

$$\text{gap} = \text{total hole area of adjacent upstream stage at rated travel} \times \frac{1}{l} \times \frac{1,589}{\sqrt{D_s}}$$

where

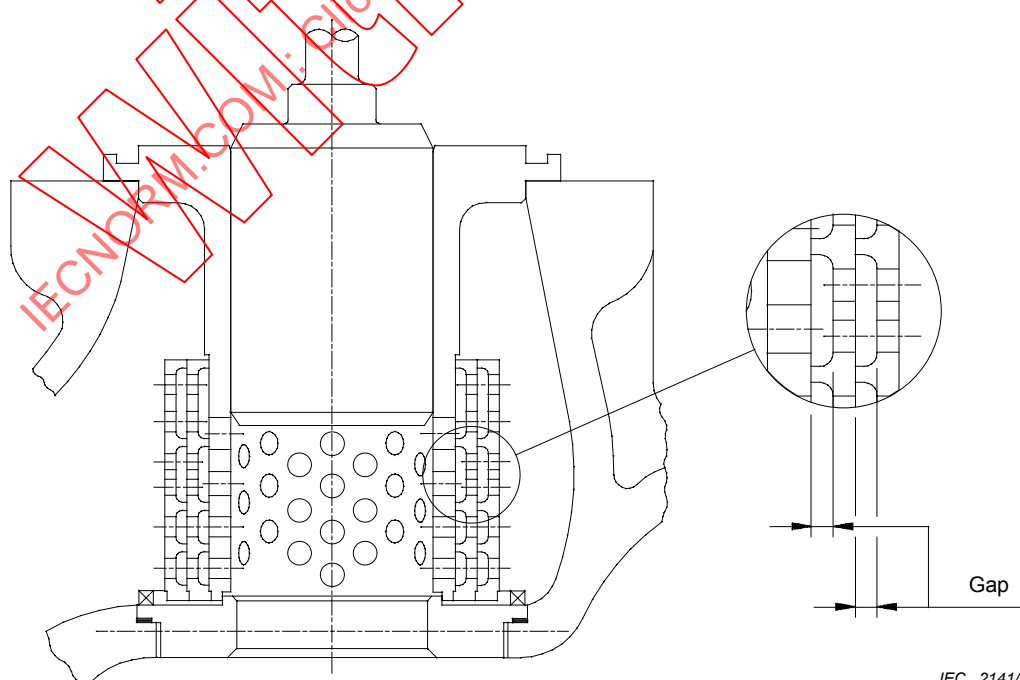
the total hole area is in mm^2 ;

l is the travel, in mm;

D_s is the outside diameter of adjacent upstream stage, in mm;

minimum gap limit = 4 mm;

maximum gap limit = 44 mm.



NOTE This is one example of a multistage trim.

IEC 2141/03

Figure 1 – Multistage multipath trim

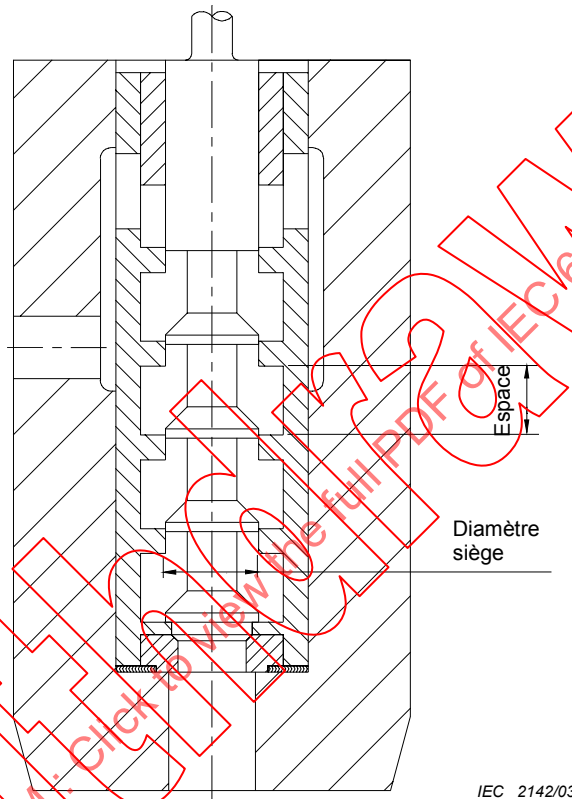
3.4

vanne de régulation multi-étagée à chemin unique

une vanne de régulation à corps droit dans laquelle l'équipement interne comprend un passage de fluide ayant plusieurs étages qui sont séparés par un espace (voir Figure 2). Il convient que l'espace entre les étages soit compris entre les limites minimale et maximale suivantes:

espace minimal = 0,60 fois le diamètre du siège de l'étage;

espace maximal = 1,10 fois le diamètre du siège de l'étage précédent.



NOTE Ceci est un exemple d'équipement interne multi-étagé.

Figure 2 – Equipement interne multi-étagé à chemin unique

4 Installation

Dans les applications des vannes à simple étage, l'influence des réducteurs ou autres raccords peut être significative. Pour les vannes multi-étagées, avec $C_v/d^2 \leq 0,01$ ($K_v/d^2 \leq 0,0086$) ils n'ont pratiquement aucun effet.

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 3.

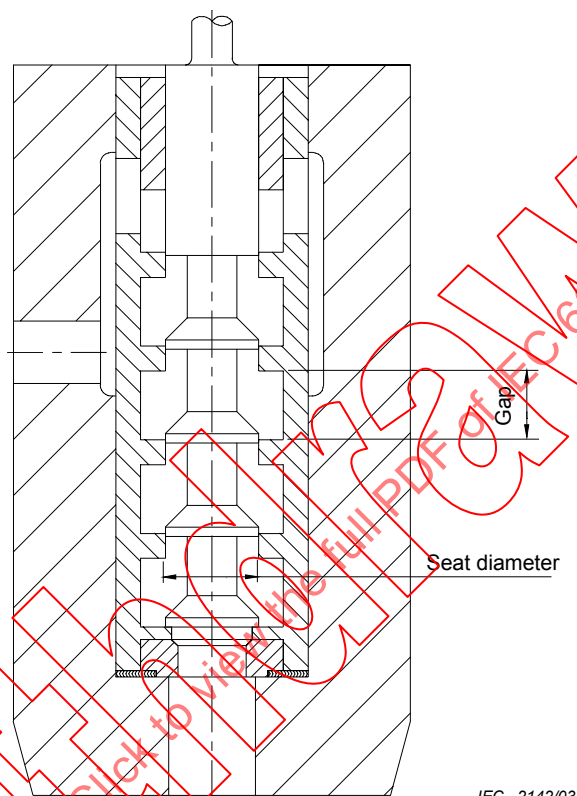
3.4

multistage single path control valves

a globe control valve where the trim has one flow passage having several stages which are separated by a gap (see Figure 2). The gap should be within the following minimum and maximum limits:

minimum gap = 0,60 times the seat diameter of the previous stage;

maximum gap = 1,10 times the seat diameter of the previous stage.



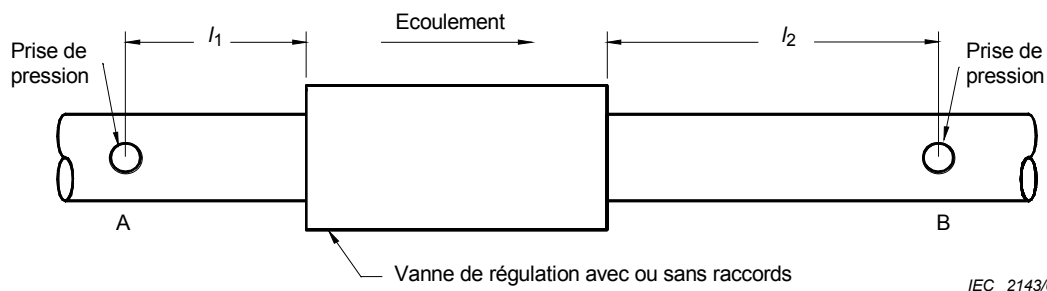
NOTE This is one example of a multistage trim.

Figure 2 – Multistage single path trim

4 Installation

In applications for single stage valves, the influence of reducers and other fittings may be significant. For multistage valves with $C_v/d^2 \leq 0,01$ ($K_v/d^2 \leq 0,0086$) they have virtually no effect.

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 3.



Légende

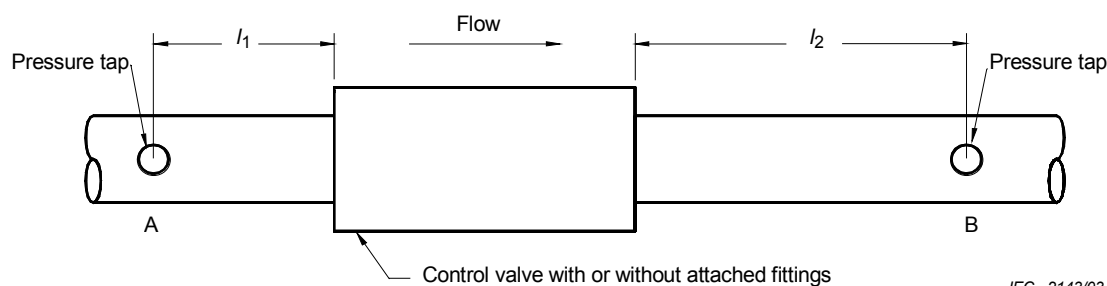
$l_1 = 2 \times$ diamètre nominal de la tuyauterie

$l_2 = 6 \times$ diamètre nominal de la tuyauterie

Figure 3 – Section de tuyauterie de référence pour dimensionnement

5 Symboles

Symboles	Description	Unités
C	Coefficient de débit (K_v , C_v)	Diverses (voir CEI 60534-1) (voir note 3)
C_i	Coefficient de débit supposé, pour calcul itératif	Diverses (voir CEI 60534-1) (voir note 3)
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_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 3)
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 3)
F_P	Facteur de géométrie de la tuyauterie	1
F_γ	Facteur de correction correspondant au rapport des chaleurs massiques	1
k	Facteur d'interaction entre étages	1
M	Masse moléculaire du fluide en écoulement	kg/kmol
N	Constantes numériques (voir Tableau 1)	Diverses (voir note 1)
n	Nombre d'étages	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 4)	m ³ /h
r	Facteur de réchauffe	1

**Key** l_1 = two nominal pipe diameters l_2 = six nominal pipe diameters**Figure 3 – Reference pipe section for sizing****5 Symbols**

Symbol	Description	Unit
C	Flow coefficient (K_V , C_V)	Various (see IEC 60534-1) (see Note 3)
C_i	Assumed flow coefficient for iterative purposes	Various (see IEC 60534-1) (see Note 3)
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_0	Orifice diameter	mm
F_F	Liquid critical pressure ratio factor	1
F_L	Liquid pressure recovery factor of a control valve without attached fittings	1 (see Note 3)
F_{LP}	Combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor of a control valve with attached fittings	1 (see Note 3)
F_P	Piping geometry factor	1
F_γ	Specific heat ratio factor	1
k	Stage interaction factor	1
M	Molecular mass of flowing fluid	kg/kmol
N	Numerical constants (see Table 1)	Various (see Note 1)
n	Number of stages	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 4)	m ³ /h
r	Reheat factor	1

Symboles	Description	Unités
T_1	Température absolue d'entrée	K
T_c	Température absolue critique, au 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 3)
x_{TP}	Facteur de rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation avec raccords adjacents, à débit engorgé	1 (voir note 3)
Y	Facteur de détente	1
Z	Facteur de compressibilité	1
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

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 Ces valeurs varient en fonction de la course. Il convient qu'elles soient indiquées par le fabricant.

NOTE 4 Les débits volumétriques en m³/h, 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 dans cet Article.

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

Applicable si $\Delta p < F_L^2 (p_1 - F_F \times p_v)$

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 B.

Symbol	Description	Unit
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 3)
x_{TP}	Pressure differential ratio factor of a control valve with attached fittings at choked flow	1 (see Note 3)
Y	Expansion factor	1
Z	Compressibility factor	1
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

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

NOTE 4 Volumetric flow rates in m³/h, identified by the symbol Q , refer to standard conditions. The standard cubic metre is taken at 1013,25 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 those given in this Clause.

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

Applicable if $\Delta p < F_L^2 (p_1 - F_F \times p_v)$.

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 B.

6.1.1.2 Ecoulement turbulent non engorgé avec raccords adjacents

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

Le coefficient de débit doit être déterminé comme suit:

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

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

Applicable si $\Delta p \geq F_L^2 (p_1 - F_F \times p_v)$

Le coefficient de débit doit être déterminé comme suit:

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

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

6.1.2.2 Ecoulement turbulent engorgé avec raccords adjacents

Applicable si $\Delta p \geq (F_{LP} / F_p)^2 (p_1 - F_F \times p_v)$

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

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

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 de fluides compressibles peuvent être comptés en unités de masse ou en unités de volume, en conséquence, les équations pour les deux cas sont nécessaires. Les coefficients de débit peuvent être calculés en utilisant l'équation appropriée parmi celles proposées dans cet Article.

6.1.1.2 Non-choked turbulent flow with attached fittings

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

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

Applicable if $\Delta p \geq F_L^2 (p_1 - F_F \times p_v)$

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 B.

6.1.2.2 Choked turbulent flow with attached fittings

Applicable if $\Delta p \geq (F_{LP} / F_p)^2 (p_1 - F_F \times p_v)$

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

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

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 those given in this Clause.

7.1 Ecoulement turbulent

7.1.1 Ecoulement turbulent non engorgé

7.1.1.1 Ecoulement turbulent non engorgé sans raccords adjacents

Applicable si $x < F_\gamma x_T$

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

$$C = \frac{W}{N_6 Y \sqrt{x p_1 \rho_1}} \quad (5)$$

$$C = \frac{W}{N_8 p_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{x M}} \quad (6)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \quad (7)$$

NOTE 1 Voir 8.4 pour les détails du facteur de détente Y .

NOTE 2 Voir l'Annexe A pour les valeurs de M .

7.1.1.2 Ecoulement turbulent non engorgé avec raccords adjacents

Applicable si $x < F_\gamma x_{TP}$

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

$$C = \frac{W}{N_6 F_p Y \sqrt{x p_1 \rho_1}} \quad (8)$$

$$C = \frac{W}{N_8 F_p p_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{x M}} \quad (9)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 F_p p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \quad (10)$$

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 B.

7.1.2 Ecoulement turbulent engorgé

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

7.1.2.1 Ecoulement turbulent engorgé sans raccords adjacents

Applicable si $x \geq F_\gamma x_T$. La valeur maximale de $F_\gamma x_T$ dans les équations 11 à 13 ne doit pas excéder 1.

7.1 Turbulent flow

7.1.1 Non-choked turbulent flow

7.1.1.1 Non-choked turbulent flow without attached fittings

Applicable if $x < F_\gamma x_T$

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

$$C = \frac{W}{N_6 Y \sqrt{x p_1 \rho_1}} \quad (5)$$

$$C = \frac{W}{N_8 p_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{x M}} \quad (6)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \quad (7)$$

NOTE 1 Refer to 8.4 for details of the expansion factor Y .

NOTE 2 See Annex A for values of M .

7.1.1.2 Non-choked turbulent flow with attached fittings

Applicable if $x < F_\gamma x_{TP}$

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

$$C = \frac{W}{N_6 F_p Y \sqrt{x p_1 \rho_1}} \quad (8)$$

$$C = \frac{W}{N_8 F_p p_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{x M}} \quad (9)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 F_p p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \quad (10)$$

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 B.

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 $x \geq F_\gamma x_T$. The maximum value for $F_\gamma x_T$ in equations 11 to 13 shall not exceed 1.

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

$$C = \frac{W}{N_6 Y \sqrt{F_Y x_T p_1 \rho_1}} \quad (11)$$

$$C = \frac{W}{N_8 p_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{F_Y x_T M}} \quad (12)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{F_Y x_T}} \quad (13)$$

7.1.2.2 Ecoulement turbulent engorgé avec raccords adjacents

Applicable si $x \geq F_Y x_{TP}$. La valeur maximale de $F_Y x_T$ dans les équations 14 à 16 ne doit pas excéder 1.

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

$$C = \frac{W}{N_6 F_p Y \sqrt{F_Y x_{TP} p_1 \rho_1}} \quad (14)$$

$$C = \frac{W}{N_8 F_p p_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{F_Y x_{TP} M}} \quad (15)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 F_p p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{F_Y x_{TP}}} \quad (16)$$

8 Détermination des facteurs de correction

8.1 Facteur F_p de géométrie de la tuyauterie

Pour une approximation graphique de F_p , se reporter aux Figures 2a et 2b de la CEI 60534-2-1.

On peut prendre la valeur de un pour F_p lorsque C_v/d^2 est inférieur ou égal à 0,01 (ou K_v/d^2 inférieur ou égal à 0,008 6). Pour des rapports de C_v/d^2 (ou K_v/d^2) supérieurs, voir la CEI 60534-2-1.

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

8.2.1 Facteur F_L de récupération de pression du liquide sans 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 apparente 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 sont données au Tableau 2.

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

$$C = \frac{W}{N_6 Y \sqrt{F_{\gamma} x_T p_1 \rho_1}} \quad (11)$$

$$C = \frac{W}{N_8 p_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{F_{\gamma} x_T M}} \quad (12)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{F_{\gamma} x_T}} \quad (13)$$

7.1.2.2 Choked turbulent flow with attached fittings

Applicable if $x \geq F_{\gamma} x_{TP}$. The maximum value for $F_{\gamma} x_{TP}$ in equations 14 to 16 shall not exceed 1.

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

$$C = \frac{W}{N_6 F_p Y \sqrt{F_{\gamma} x_{TP} p_1 \rho_1}} \quad (14)$$

$$C = \frac{W}{N_8 F_p p_1 Y} \sqrt{\frac{T_1 Z}{F_{\gamma} x_{TP} M}} \quad (15)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 F_p p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{F_{\gamma} x_{TP}}} \quad (16)$$

8 Determination of correction factors

8.1 Piping geometry factor, F_p

For graphical approximations of F_p , refer to Figures 2a and 2b in IEC 60534-2-1.

F_p can be taken as one for C_v/d^2 less than or equal to 0,01 (or K_v/d^2 less than or equal to 0,008 6). For higher ratios of C_v/d^2 (or K_v/d^2) see IEC 60534-2-1.

8.2 Liquid pressure recovery factors F_L or F_{LP}

8.2.1 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 are shown in Table 2.

8.2.2 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. F_{LP} est égal à F_L lorsque C_v/d^2 est inférieur ou égal à 0,01 (ou K_v/d^2 est inférieur ou égal à 0,008 6). Pour des rapports de C_v/d^2 (ou K_v/d^2) supérieurs, voir la CEI 60534-2-1.

8.3 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.

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_c}} \quad (17)$$

8.4 Facteur de détente Y

Le facteur de détente Y prend en compte 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 prend en compte aussi la variation de section de la *vena contracta* lorsque la pression différentielle varie.

Théoriquement, Y dépend de toutes les influences suivantes:

- rapport de la section de l'orifice de passage à la section d'entrée du corps de vanne;
- profil de l'écoulement;
- rapport de pression différentielle x ;
- nombre de Reynolds;
- 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 8.5.1.

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 équipement interne multi-étagé, il peut être négligé puisque le régime d'écoulement est presque toujours turbulent. Y peut être calculé par l'équation (18).

$$Y = \left[\frac{1 - \left(1 - k \frac{x}{x_T} \right)^{\frac{1}{n}}}{1,212 F_\gamma} \right] \left(1 + r \frac{x^{\sqrt{n-1}}}{F_\gamma} \right) \quad (18)$$

La valeur de x dans l'équation (18) ne doit pas dépasser $F_\gamma x_T$ et la valeur maximale de ce terme est 0,963.

8.2.2 Combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor F_{LP}

F_{LP} is the combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor for a control valve with attached fittings. F_{LP} equals F_L when C_v/d^2 is less than or equal to 0,01 (or K_v/d^2 is equal to or less than 0,008 6. For higher ratios of C_v/d^2 (or K_v/d^2), see IEC 60534-2-1.

8.3 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:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} \quad (17)$$

8.4 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 8.5.1.

The Reynolds number is the ratio of inertial to viscous forces at the control valve orifice. In the case of multistage trims, it may be disregarded since turbulent flow almost always exists. Y may be calculated using equation (18).

$$Y = \left[1 - \frac{1 - \left(1 - k \frac{x}{x_T} \right)^{\frac{1}{n}}}{1,212 F_\gamma} \right] \left(1 + r \frac{x^{\sqrt{n-1}}}{F_\gamma} \right) \quad (18)$$

The value of x in equation (18) shall not exceed $F_\gamma x_T$ and the maximum value of this term in (18) is 0,963.

La valeur de x_T dans l'équation (18) n'est pas modifiée par F_γ .

Voir 8.8 et 8.9 pour des informations sur k et r respectivement.

8.5 Facteur de rapport de pression différentielle x_T ou x_{TP}

8.5.1 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 (11) à (16) doit être maintenue à cette limite alors même que le rapport réel de pression différentielle est plus grand. Dans le calcul de Y (équation 18) la valeur limite de x est $F_\gamma x_T$. De cette façon, la valeur numérique de Y dépend du nombre d'étages, et du rapport x/x_T . Elle est proche de 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.

8.5.2 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 ne sera pas affectée si C_v/d^2 est inférieur ou égal à 0,01 (ou K_v/d^2 inférieur ou égal à 0,008 6). Dans ce cas x_{TP} est égal à x_T . Pour des rapports de C_v/d^2 (ou K_v/d^2) supérieurs, voir la CEI 60534-2-1.

8.6 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:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1,40} \quad (19)$$

NOTE Voir l'Annexe A pour les valeurs de γ et F_γ .

8.7 Facteur de compressibilité Z

Plusieurs des équations de dimensionnement ne contiennent aucun terme se rapportant à la masse volumique réelle du fluide aux conditions en 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. On doit, dans ces cas, 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. La pression réduite p_r est définie comme étant le quotient

The value of x_T in equation (18) is not modified by F_γ .

See 8.8 and 8.9 for information on k and r respectively.

8.5 Pressure differential ratio factor x_T or x_{TP}

8.5.1 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 $F_\gamma x_T$. The limiting value of x is defined as the critical differential pressure ratio. The value of x used in any of the sizing equations (11) to (16) shall be held to this limit even though the actual pressure differential ratio is greater. In the calculation of Y (equation 18) the limiting value of x is also $F_\gamma x_T$. Thus, the numerical value of Y depends on the number of stages, and the x/x_T ratio. It approaches 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.

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

If a multistage control valve is installed with attached fittings, the value of x_T for use in the sizing equations will not be affected if C_v/d^2 is equal to or less than 0,01 (or K_v/d^2 is equal to or less than 0,008 6). In such cases x_{TP} equals x_T . For higher values of C_v/d^2 (or K_v/d^2) see IEC 60534-2-1.

8.6 Specific heat ratio factor F_γ

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_γ is used to adjust x_T . Use the following equation to calculate the specific heat ratio factor:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1,40} \quad (19)$$

NOTE See Annex A for values of γ and F_γ .

8.7 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. Reduced pressure p_r is defined as the ratio of the actual inlet absolute pressure

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:

$$p_r = \frac{p_1}{p_c} \quad (20)$$

$$T_r = \frac{T_1}{T_c} \quad (21)$$

NOTE 1 Voir l'Annexe A pour les valeurs de p_c et T_c .

NOTE 2 Pour des vannes multi-étagées, l'influence de Z sur Y est inconnue.

NOTE 3 Si Z ne peut être déterminé, utiliser une valeur de 1.

8.8 Facteur d'interaction entre étages k

Ce facteur qui est inclus dans l'équation pour Y (18) introduit le coefficient requis pour convertir le rapport de pression différentielle x de la vanne en rapport de pression différentielle à la *vena contracta* et il inclut également un facteur de correction pour la différence de récupération de pression entre les étages et à la sortie du dernier étage. Il y a une valeur spécifique du facteur k pour les différents nombres d'étages. Ces valeurs sont listées au Tableau 3.

8.9 Facteur de réchauffe r

La première partie de l'équation pour Y (18) est basée sur le réchauffement complet du fluide entre les étages. (Récupération complète de l'enthalpie après la chute de température due à la détente). En réalité ceci ne se produit pas. Il n'y a qu'un réchauffage partiel entre les étages et donc le fluide n'atteint pas le volume spécifique théorique. Quand le nombre d'étages augmente au-delà de 4 l'effet de ce réchauffement partiel s'inverse progressivement à cause du réchauffement provoqué par l'accroissement du frottement dû à l'augmentation du nombre d'étages. La seconde partie de l'équation pour Y (18) prend en compte ces effets et modifie la valeur théorique calculée de Y par une valeur appropriée. Le facteur r permet le calcul de cette correction à partir du rapport de pression différentielle. Il y a une valeur spécifique de r pour les différents nombres d'étages. Ces valeurs sont listées au Tableau 3.

Tableau 1 – Constantes numériques N

Constante	Coefficient de débit C		Unités
	K_v	C_v	$p \times \Delta p$
N_1	1×10^{-1}	$8,65 \times 10^{-2}$	kPa
	1	$8,65 \times 10^{-1}$	bar
N_2	$1,60 \times 10^{-3}$	$2,14 \times 10^{-3}$	-
N_5	$1,80 \times 10^{-3}$	$2,41 \times 10^{-3}$	-
N_6	3,16	2,73	kPa
	$3,16 \times 10^1$	$2,73 \times 10^1$	bar
N_8	1,10	$9,48 \times 10^{-1}$	kPa
	$1,10 \times 10^2$	$9,48 \times 10^1$	bar
N_9 ($t_s = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$)	$2,46 \times 10^1$	$2,12 \times 10^1$	kPa
	$2,46 \times 10^3$	$2,12 \times 10^3$	bar
N_9 ($t_s = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$)	$2,60 \times 10^1$	$2,25 \times 10^1$	kPa
	$2,60 \times 10^3$	$2,25 \times 10^3$	bar

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.

to the absolute thermodynamic critical pressure for the fluid in question. The reduced temperature T_r is defined similarly, that is:

$$p_r = \frac{p_1}{p_c} \quad (20)$$

$$T_r = \frac{T_1}{T_c} \quad (21)$$

NOTE See Annex A for values of p_c and T_c .

NOTE 2 For multistage valves, the influence of Z on Y is not known.

NOTE 3 If Z cannot be determined, use a value of 1.

8.8 Stage interaction factor k

This factor which is included in the equation for Y (18) introduces the coefficient required to convert the valve pressure drop ratio x into the *vena contracta* pressure drop ratio and it also includes a correction factor for the difference between the pressure recovery between stages and at the exit of the final stage. There is a specific value of k for different numbers of stages. The values are listed in Table 3.

8.9 Reheat factor r

The first part of the equation for Y (18) is based on complete reheat of the fluid between each stage. (Complete restoration of enthalpy following the heat drop during the expansion). This in practice does not happen. There is only partial reheat between stages so the fluid does not expand to the theoretical specific volume. As the number of stages increases above 4 this partial reheat effect is gradually reversed due to increased friction reheat generated by the increased number of stages. The second part of the equation for Y (18) recognises these effects and changes the theoretical Y calculation by an appropriate amount. The factor r enables this correction to be calculated from the valve pressure drop ratio. There is a specific value of r for different numbers of stages. The values are listed in Table 3.

Table 1 – Numerical constants N

Constant	Flow coefficient C		Formulae unit
	K_v	C_v	$p \times \Delta p$
N_1	1×10^{-1}	$8,65 \times 10^{-2}$	kPa
	1	$8,65 \times 10^{-1}$	bar
N_2	$1,60 \times 10^{-3}$	$2,14 \times 10^{-3}$	-
N_5	$1,80 \times 10^{-3}$	$2,41 \times 10^{-3}$	-
N_6	3,16	2,73	kPa
	$3,16 \times 10^1$	$2,73 \times 10^1$	bar
N_8	1,10	$9,48 \times 10^{-1}$	kPa
	$1,10 \times 10^2$	$9,48 \times 10^1$	bar
N_9 ($t_s = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$)	$2,46 \times 10^1$	$2,12 \times 10^1$	kPa
	$2,46 \times 10^3$	$2,12 \times 10^3$	bar
N_9 ($t_s = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$)	$2,60 \times 10^1$	$2,25 \times 10^1$	kPa
	$2,60 \times 10^3$	$2,25 \times 10^3$	bar

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 typiques du facteur de récupération de pression du liquide F_L , et du facteur de rapport de pression différentielle x_T pleine ouverture à la course nominale^a

Type de vanne	Type de garniture interne	Nombre d'étages	Sens du fluide ^b	F_L ^{c d}	x_t ^d
A soupape à corps droit et d'équerre	Multi-étagée Chemin multiple	2	Indifférent	0,97	0,812
		3	Indifférent	0,99	0,888
		4	Indifférent	0,99	0,925
		5	Indifférent	0,99	0,950
A soupape à corps droit et d'équerre	Multi-étagée Chemin unique	3	Indifférent	0,97	0,896
		4	Indifférent	0,99	0,935
		5	Indifférent	0,99	0,960

^a Ces valeurs ne sont que des valeurs typiques, il convient que les valeurs réelles soient données par le fabricant.

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

^c La valeur de F_L est considérée comme constante pour tous les pourcentages du coefficient C.

^d Le contour géométrique des ouvertures de chaque étage doit être similaire.

Tableau 3 – Valeurs du facteur d'interaction entre étages k et du facteur de réchauffe r

Nombre d'étages	k	r
1	0,404	0
2	0,673	0,215
3	0,825	0,316
4	0,885	0,335
5	0,915	0,310

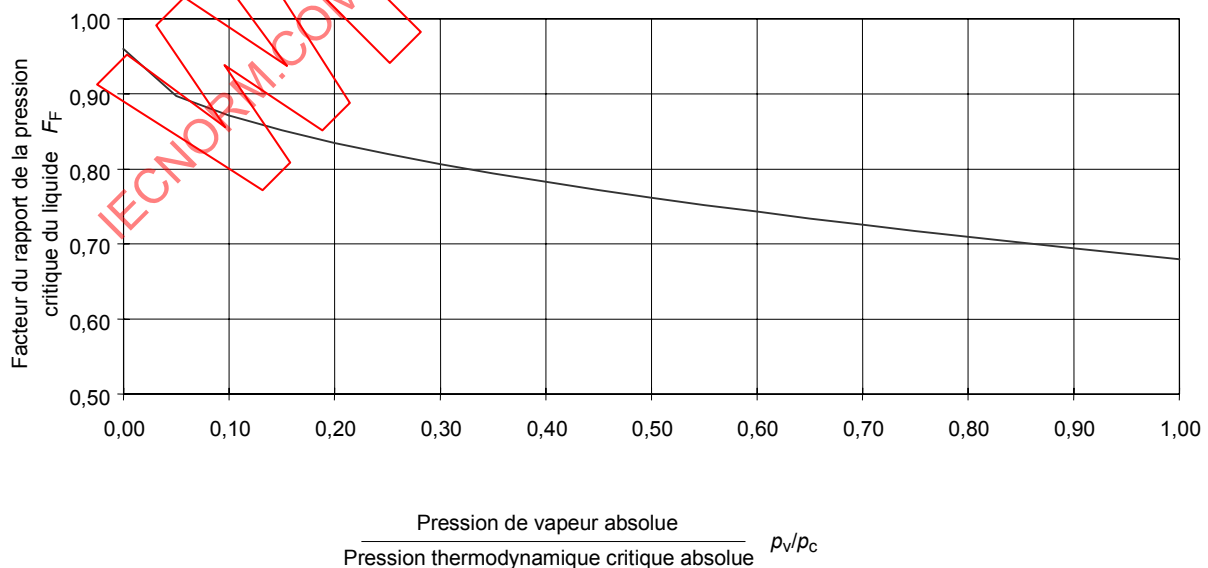


Figure 4 – Facteur F_F du rapport de la pression critique du liquide

Table 2 – Typical values of liquid pressure recovery factor F_L , and pressure differential ratio factor x_T at full rated travel ^a

Valve type	Trim type	Number of stages	Flow direction ^b	F_L ^{c d}	x_T ^e
Globe and angle	Multistage Multipath	2	Either	0,97	0,812
		3	Either	0,99	0,888
		4	Either	0,99	0,925
		5	Either	0,99	0,950
Globe and angle	Multistage Single path	3	Either	0,97	0,896
		4	Either	0,99	0,935
		5	Either	0,99	0,960

^a These values are typical only; actual values should be stated by the manufacturer.
^b Flow tends to open or close the valve, i.e. push the closure member away from or towards the seat.
^c The value of F_L is considered to be constant at all percentages of C .
^d The geometrical contour of the apertures in all stages must be similar.

Table 3 – Values of the stage interaction factors k and the reheat factors r

Number of stages	k	r
1	0,404	0
2	0,673	0,215
3	0,825	0,316
4	0,885	0,335
5	0,915	0,310

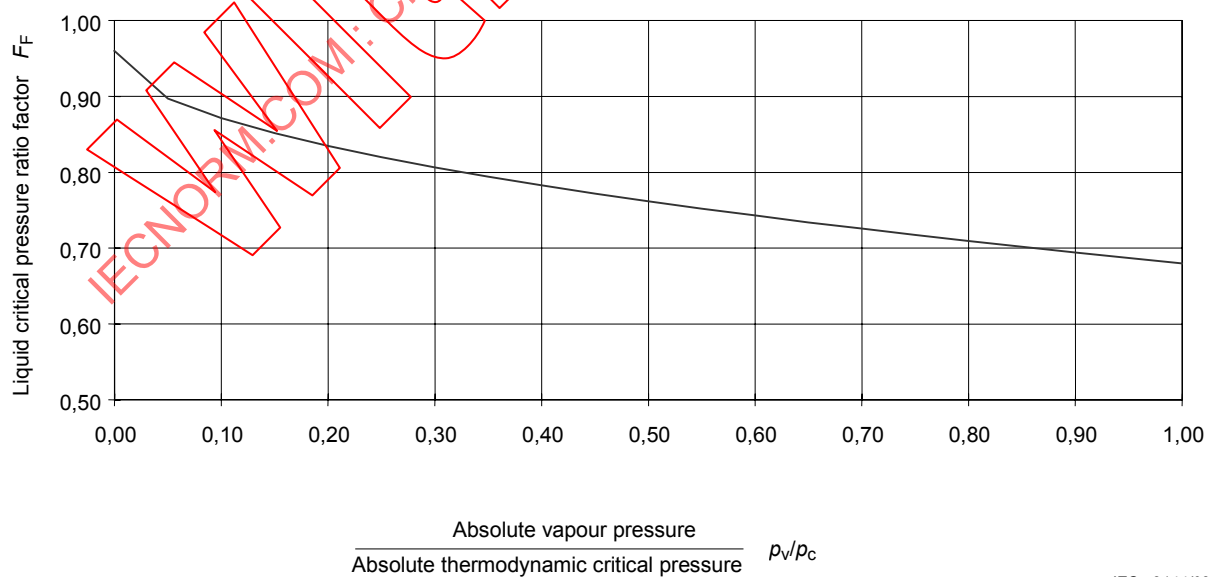


Figure 4 – Liquid critical pressure ratio factor F_F

Annexe A (informative)

Constantes physiques ^a

Gaz ou vapeur	Symbole	M	γ	F_γ	p_c ^b	T_c ^c
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
Iso butane	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
Iso butylène	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
Monoxyde 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 ^d	–	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 ^d	0,893 – 0,943 ^d	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

^a Les constantes correspondent (sauf pour la vapeur) à des fluides à température ambiante et pression atmosphérique.
^b Pression en kPa (absolus).
^c Température en K.
^d Valeur indicative; la valeur précise dépend de la composition détaillée.

Annex A (informative)

Physical constants ^a

Gas or vapour	Symbol	<i>M</i>	γ	<i>F_γ</i>	<i>p_c</i> ^b	<i>T_c</i> ^c
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	1,66	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 ^d	–	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 ^d	0,893 – 0,943 ^d	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

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

^b Pressure units are kPa (absolute).

^c Temperature units are in K.

^d Representative values; exact characteristics require knowledge of exact constituents.

Annexe B (informative)

Exemples de calculs de dimensionnement

B.1 Exemple 1: Fluide incompressible – écoulement turbulent non engorgé sans raccords adjacents

Conditions de service

Fluide:	eau
Température d'entrée:	$T_1 = 356 \text{ K}$
Masse volumique:	$\rho_1 = 970 \text{ kg/m}^3$
Pression de vapeur:	$p_v = 55,2 \text{ kPa}$
Pression critique thermodynamique:	$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$
Pression absolue d'entrée:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
Pression absolue de sortie:	$p_2 = 120 \text{ kPa}$
Débit:	$Q = 295 \text{ m}^3/\text{h}$
Diamètre de la tuyauterie:	$D_1 = D_2 = 150 \text{ mm}$

Caractéristiques de la vanne

Type de vanne:	globe
Équipement interne:	3 étages, chemins multiples
Sens du fluide:	fluide tend à fermer
Dimension de la vanne:	$d = 150 \text{ mm}$
Facteur de récupération de pression du liquide:	$F_L = 0,99$ (du Tableau 2)

Calculs:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0,946 \quad (17)$$

où

$$p_v = 55,2 \text{ kPa},$$

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

Ensuite, déterminer le type d'écoulement:

$$F_L^2 (p_1 - F_F p_v) = 615 \text{ kPa}$$

Cette valeur est supérieure à la pression différentielle de 560 kPa; donc, l'écoulement est non engorgé et le coefficient de débit C est calculé à partir de l'équation (1):

$$C = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_o}{\Delta p}} = 123 \text{ m}^3/\text{h for } K_v \quad (1)$$

Annex B (informative)

Examples of sizing calculations

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

Process data

Fluid:	water
Inlet temperature:	$T_1 = 356 \text{ K}$
Density:	$\rho_1 = 970 \text{ kg/m}^3$
Vapour pressure:	$p_v = 55,2 \text{ kPa}$
Thermodynamic critical pressure:	$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$
Inlet absolute pressure:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
Outlet absolute pressure:	$p_2 = 120 \text{ kPa}$
Flow rate:	$Q = 295 \text{ m}^3/\text{h}$
Pipe size:	$D_1 = D_2 = 150 \text{ mm}$

Valve data

Valve style:	globe
Trim:	3 stage, multipath
Flow direction:	flow-to-close
Valve size:	$d = 150 \text{ mm}$
Liquid pressure recovery factor:	$F_L = 0,99$ (from Table 2)

Calculations:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}} = 0,946 \quad (17)$$

where

$$p_v = 55,2 \text{ kPa};$$

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

Next, determine the type of flow

$$F_L^2(p_1 - F_F p_v) = 615 \text{ kPa}$$

which is more than the differential pressure 560 kPa; therefore, the flow is non-choked, and the flow coefficient C is calculated using equation (1):

$$C = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_o}{\Delta p}} = 123 \text{ m}^3/\text{h for } K_v \quad (1)$$

où

$$Q = 295 \text{ m}^3/\text{h};$$

$$N_1 = 1 \times 10^{-1} \text{ du Tableau 1};$$

$$\rho_1/\rho_0 = 0,97;$$

$$\Delta p = 560 \text{ kPa}.$$

B.2 Exemple 2: Fluide incompressible – écoulement turbulent engorgé sans raccords adjacents

Conditions de service

Fluide:	eau
Température d'entrée:	$T_1 = 366 \text{ K}$
Masse volumique:	$\rho_1 = 965 \text{ kg/m}^3$
Pression de vapeur:	$p_v = 80 \text{ kPa}$
Pression critique thermodynamique:	$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$
Pression absolue d'entrée:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
Pression absolue de sortie:	$p_2 = 76 \text{ kPa}$
Débit:	$Q = 284 \text{ m}^3/\text{h}$
Diamètre de la tuyauterie:	$D_1 = D_2 = 150 \text{ mm}$

Caractéristiques de la vanne

Type de vanne:	globe
Équipement interne:	3 étages, chemins multiples
Sens du fluide:	fluide tend à fermer
Dimension de la vanne:	$d = 150 \text{ mm}$
Facteur de récupération de pression du liquide:	$F_L = 0,99$ (du Tableau 2)

Calculs:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{P_V}{P_C}} = 0,943 \quad (17)$$

où

$$p_v = 80,1 \text{ kPa},$$

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

Ensuite, déterminer le type de débit:

$$F_L^2(p_1 - F_F p_v) = 593 \text{ kPa}$$

Cette valeur est inférieure à la pression différentielle 604 kPa; donc le débit est engorgé et le coefficient C est calculé à partir de l'équation (3):

$$C = \frac{Q}{N_1 F_L} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{p_1 - F_F p_v}} = 115 \text{ m}^3/\text{h pour } K_v \quad (3)$$

where

$$Q = 295 \text{ m}^3/\text{h};$$

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

$$\rho_1/\rho_0 = 0,97;$$

$$\Delta p = 560 \text{ kPa}.$$

B.2 Example 2: Incompressible fluid – choked turbulent flow without attached fittings

Process data

Fluid:	water
Inlet temperature:	$T_1 = 366 \text{ K}$
Density:	$\rho_1 = 965 \text{ kg/m}^3$
Vapour pressure:	$p_v = 80 \text{ kPa}$
Thermodynamic critical pressure:	$p_c = 22\,120 \text{ kPa}$
Inlet absolute pressure:	$p_1 = 680 \text{ kPa}$
Outlet absolute pressure:	$p_2 = 76 \text{ kPa}$
Flow rate:	$Q = 284 \text{ m}^3/\text{h}$
Pipe size:	$D_1 = D_2 = 150 \text{ mm}$

Valve data

Valve style:	globe
Trim:	3 stage, multipath
Flow direction:	flow-to-close
Valve size:	$d = 150 \text{ mm}$
Liquid pressure recovery factor:	$F_L = 0,99$ (from Table 2)

Calculations:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{P_V}{P_C}} = 0,943 \quad (17)$$

where

$$p_v = 80,1 \text{ kPa};$$

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

Next, determine the type of flow

$$F_L^2(p_1 - F_F p_v) = 593 \text{ kPa}$$

which is less than the differential pressure 604 kPa; therefore, the flow is choked and the flow coefficient C is calculated using equation (3):

$$C = \frac{Q}{N_1 F_L} \sqrt{\frac{\rho_1 / \rho_0}{p_1 - F_F p_v}} = 115 \text{ m}^3/\text{h for } K_V \quad (3)$$

où

$$Q = 284 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$N_1 = 1 \times 10^{-1} \text{ du Tableau 1}$$

$$F_L = 0,99$$

$$\rho_1/\rho_0 = 0,967$$

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

$$F_F = 0,943$$

$$P_V = 80 \text{ kPa}$$

B.3 Exemple 3: Fluide compressible – écoulement non engorgé sans raccords adjacents

Conditions de service

Fluide:

vapeur d'eau

Température d'entrée:

$$T_1 = 523 \text{ K}$$

Masse moléculaire:

$$M = 18 \text{ kg/kmol}$$

Masse volumique:

$$\rho_1 = 5,98 \text{ kg/m}^3$$

Rapport des chaleurs massiques:

$$\gamma = 1,31$$

Pression absolue d'entrée:

$$p_1 = 1\,379 \text{ kPa}$$

Pression absolue de sortie:

$$p_2 = 552 \text{ kPa}$$

Rapport de pression différentielle:

$$\chi = 0,600$$

Débit:

$$W = 16\,800 \text{ Kg/h}$$

Diamètre de la tuyauterie amont:

$$D_1 = 200 \text{ mm}$$

Diamètre de la tuyauterie aval:

$$D_2 = 200 \text{ mm}$$

Caractéristiques de la vanne

Type de vanne:

globe

Équipement interne:
trous percés

3 étages, manchons concentriques,

Dimension de la vanne:

$$d_1 = 200 \text{ mm entrée}, d_2 = 200 \text{ mm sortie}$$

Facteur de rapport de pression différentielle:

$$\chi_T = 0,888$$

Facteur d'interaction entre étages:

$$k = 0,825$$

Facteur de réchauffe:

$$r = 0,316$$

Calculs:

$$Y = \left[1 - \frac{1 - \left(1 - k \frac{\chi}{\chi_T} \right)^{\frac{1}{n}}}{1,212 F \gamma} \left(1 + r \frac{\chi}{F \gamma} \sqrt{n-1} \right) \right] = 0,920 \quad (18)$$

$$F_Y = \frac{\gamma}{1,40} = 0,936 \quad (19)$$

where

$$Q = 284 \text{ m}^3/\text{h}$$

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

$$F_L = 0,99$$

$$\rho_1/\rho_0 = 0,967$$

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

$$F_F = 0,943$$

$$P_V = 80 \text{ kPa}$$

B.3 Example 3: Compressible fluid – non-choked flow without attached fittings

Process data

Fluid:	steam
Inlet temperature:	$T_1 = 523 \text{ K}$
Molecular mass:	$M = 18 \text{ kg/kmol}$
Density:	$\rho_1 = 5,98 \text{ kg/m}^3$
Specific heat ratio:	$\gamma = 1,31$
Inlet absolute pressure:	$p_1 = 1\,379 \text{ kPa}$
Outlet absolute pressure:	$p_2 = 552 \text{ kPa}$
Pressure ratio differential:	$\chi = 0,600$
Flow rate:	$W = 16\,800 \text{ kg/h}$
Inlet pipe size:	$D_1 = 200 \text{ mm}$
Outlet pipe size:	$D_2 = 200 \text{ mm}$

Valve data

Valve style:	globe
Trim:	3 stage, concentric sleeves, drilled holes
Valve size:	$d_1 = 200 \text{ mm}$ inlet, $d_2 = 200 \text{ mm}$ outlet
Pressure differential ratio factor:	$\chi_T = 0,888$
Stage interaction factor:	$k = 0,825$
Reheat factor:	$r = 0,316$

Calculations:

$$Y = \left[1 - \frac{1 - \left(1 - k \frac{\chi}{\chi_T} \right)^{\frac{1}{n}}}{1,212 F \gamma} \right] \left(1 + r \frac{\chi}{F \gamma}^{\sqrt{n-1}} \right) = 0,920 \quad (18)$$

$$F_V = \frac{\gamma}{1,40} = 0,936 \quad (19)$$

où

$$K = 0,825$$

$$\chi = 0,599$$

$$\chi_T = 0,888$$

$$F_\gamma = 0,936$$

$$r = 0,316$$

$$n = 3$$

$$C = \frac{W}{N_6 Y \sqrt{\chi p_1 \rho_1}} = 82,2 \text{ m}^3/\text{h pour } K_v \quad (5)$$

où

$$W = 16\,800 \text{ kg/h}$$

$$Y = 0,920$$

$$\chi = 0,599$$

$$\chi_T = 0,888$$

$$p_1 = 1\,379 \text{ kPa}$$

$$\rho_1 = 5,98 \text{ kg/m}^3$$

$$N_6 = 3,16 \text{ du Tableau 1}$$

B.4 Exemple 4 – Dimensionnement multi-étagé, fluide compressible – débit engorgé sans raccords adjacents

Conditions de service

Fluide:	Hydrocarbure gazeux
Température d'entrée:	$T_1 = 348 \text{ K}$
Masse moléculaire:	$M = 44 \text{ kg/kmol}$
Rapport des chaleurs massiques:	$\gamma = 1,15$
Facteur de compressibilité:	$Z = 1,01$
Pression absolue d'entrée:	$P_1 = 690 \text{ kPa}$
Pression absolue de sortie:	$P_2 = 120 \text{ kPa}$
Débit:	$Q = 5\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ (à 101,325 kPa, 288 K)
Diamètre de la tuyauterie amont:	$D_1 = 150 \text{ mm}$
Diamètre de la tuyauterie aval:	$D_2 = 150 \text{ mm}$
Rapport de pression différentielle:	$\chi = 0,826$

Caractéristiques de la vanne

Type de vanne:	Globe
Équipement interne:	2 étages, manchons concentriques, trous percés
Dimension de la vanne:	$d_1 = 150 \text{ mm}$ en entrée, $d_2 = 150 \text{ mm}$ en sortie

Les vannes multi-étagées ont souvent des sorties de dimension supérieure

where

$$k = 0,825$$

$$\chi = 0,599$$

$$\chi_T = 0,888$$

$$F_\gamma = 0,936$$

$$r = 0.316$$

$$n = 3$$

$$C = \frac{W}{N_6 Y \sqrt{\chi p_1 \rho_1}} = 82,2 \text{ m}^3/\text{h for } K_V \quad (5)$$

where

$$W = 16\,800 \text{ kg/h}$$

$$Y = 0,920$$

$$\chi = 0,599$$

$$\chi_T = 0,888$$

$$p_1 = 1\,379 \text{ kPa}$$

$$\rho_1 = 5,98 \text{ kg/m}^3$$

$$N_6 = 3,16 \text{ from Table 1}$$

B.4 Example 4 – Multistage sizing, compressible fluid – choked without attached fittings

Process data

Fluid:	Hydrocarbon gas
Inlet temperature:	$T_1 = 348 \text{ K}$
Molecular mass:	$M = 44 \text{ kg/kmol}$
Specific heat ratio:	$\gamma = 1,15$
Compressibility factor:	$Z = 1,01$
Inlet absolute pressure:	$P_1 = 690 \text{ kPa}$
Outlet absolute pressure:	$P_2 = 120 \text{ kPa}$
Flow rate:	$Q = 5\,000 \text{ m}^3/\text{h}$ (at 101,325 kPa, 288 K)
Inlet pipe size:	$D_1 = 150 \text{ mm}$
Outlet pipe size:	$D_2 = 150 \text{ mm}$
Pressure differential ratio:	$\chi = 0,826$

Valve data

Valve style:	Globe
Trim:	2 stage, concentric sleeves, drilled holes
Valve size:	$d_1 = 150 \text{ mm}$ inlet, $d_2 = 150 \text{ mm}$ outlet

Multistage valves are often available with expanded outlets

Facteur de rapport de pression différentielle: $\chi_T = 0,812$
 Facteur d'interaction entre étages: $k = 0,673$
 Facteur de réchauffe: $r = 0,215$

Calculs:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1,40} = 0,821 \quad (19)$$

$$Y = \left[1 - \frac{1 - \left(1 - k \frac{\chi}{\chi_T} \right)^{\frac{1}{n}}}{1,212 F_\gamma} \right] \left(1 + r \frac{\chi}{F_\gamma} \right)^{\sqrt{n-1}} = 0,784 \quad (18)$$

où:

$$k = 0,673$$

$\chi = 0,826$ (comme la valeur réelle de χ est supérieure à la valeur de $F_\gamma \chi_T$, $F_\gamma \chi_T$ doit être utilisé pour χ dans l'équation (18))

$$\chi_T = 0,812$$

$$F_\gamma = 0,821$$

$$F_\gamma \chi_T = 0,667$$

$$r = 0,215$$

$$n = 2$$

$$C = \frac{Q}{N_9 p_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} = 54,1 \text{ m}^3/\text{h pour } K_v \quad (13)$$

où

$$Q = 5\,000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$M = 44 \text{ kg/kmol}$$

$$T_1 = 348 \text{ K}$$

$$Z = 1,01$$

$$p_1 = 690 \text{ kPa}$$

$$Y = 0,784$$

$$x (=x_T F_\gamma) = 0,667$$

$$N_9 = 2,60 \times 10 \text{ du Tableau 1}$$