

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC**

534-2-2

Première édition
First edition
1980

Vannes de régulation des processus industriels

Deuxième partie:

Capacité d'écoulement

Section deux. Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides compressibles dans les conditions d'installation

Industrial-process control valves

Part 2:

Flow capacity

Section two: Sizing equations for compressible fluid flow under installed conditions



Numéro de référence
Reference number
CEI/IEC 534-2-2: 1980

Validité de la présente publication

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

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

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

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

Terminologie

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

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

Symboles graphiques et littéraux

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

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

et pour les appareils électromédicaux,

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

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

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

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

Validity of this publication

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

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

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

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

Terminology

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

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

Graphical and letter symbols

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

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

and for medical electrical equipment,

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

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

IEC publications prepared by the same technical committee

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

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC**

534-2-2

Première édition
First edition
1980

Vannes de régulation des processus industriels

Deuxième partie:

Capacité d'écoulement

Section deux: Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides compressibles dans les conditions d'installation

Industrial-process control valves

Part 2:

Flow capacity

Section two: Sizing equations for compressible fluid flow under installed conditions

© CEI 1980 Droits de reproduction réservés — Copyright - all rights reserved

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

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

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



Commission Electrotechnique Internationale
International Electrotechnical Commission
Международная Электротехническая Комиссия

CODE PRIX
PRICE CODE

Q

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

SOMMAIRE

	Pages
PRÉAMBULE	4
PRÉFACE	4
Articles	
1. Domaine d'application	6
2. Définitions	6
3. Installation	8
4. Nomenclature	8
5. Equations de dimensionnement	10
6. Facteur F_p résultant de la géométrie de la tuyauterie	12
7. Facteur de détente Y	14
8. Facteur de rapport de pression différentielle x_T ou x_{TP}	16
9. Facteur de rapport des chaleurs spécifiques F_γ	18
10. Facteur de compressibilité Z	18
ANNEXE A	22
ANNEXE B	30

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60534-2-2:1980

CONTENTS

	Page
FOREWORD	5
PREFACE	5
Clause	
1. Scope	7
2. Definitions	7
3. Installation	9
4. Nomenclature	9
5. Sizing equations	11
6. Piping geometry factor F_p	13
7. Expansion factor Y	15
8. Pressure differential ratio factor x_T or x_{TP}	17
9. Specific heat ratio factor F_γ	19
10. Compressibility factor Z	19
APPENDIX A	23
APPENDIX B	31

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60334-2-2:1980

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS

Deuxième partie: Capacité d'écoulement

**SECTION DEUX — ÉQUATIONS DE DIMENSIONNEMENT POUR L'ÉCOULEMENT
DES FLUIDES COMPRESSIBLES DANS LES CONDITIONS D'INSTALLATION**

PRÉAMBULE

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

PRÉFACE

La présente norme a été établie par le Sous-comité 65B: Eléments des systèmes, du Comité d'Études N° 65 de la CEI: Mesure et commande dans les processus industriels.

Un premier projet fut discuté lors de la réunion tenue à Budapest en 1976. Un projet révisé, document 65B(Bureau Central)14, fut soumis à l'approbation des Comités nationaux suivant la Règle des Six Mois en juin 1978.

Les Comités nationaux des pays ci-après se sont prononcés explicitement en faveur de la publication.

Afrique du Sud (République d')	Danemark	Pays-Bas
Belgique	Etats-Unis d'Amérique	Pologne
Bésil	Egypte	Royaume-Uni
Bulgarie	Hongrie	Suisse
Canada	Italie	Turquie
Corée (République de)	Japon	

La présente norme constitue la section deux de la deuxième partie de la Publication 534 de la CEI: Vannes de régulation des processus industriels. La première partie: Considérations générales, est, d'une façon générale, applicable à la présente norme. Les articles appropriés de la deuxième partie, section trois: Procédures d'essai de la capacité d'écoulement des vannes de régulation pour fluides incompressibles et fluides compressibles, qui est encore en préparation, contiennent les instructions pour déterminer les divers facteurs utilisés dans les équations contenues dans cette section.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES

Part 2: Flow capacity

**SECTION TWO — SIZING EQUATIONS FOR COMPRESSIBLE FLUID FLOW
UNDER INSTALLED CONDITIONS**

FOREWORD

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

PREFACE

This standard has been prepared by Sub-Committee 65B: Elements of Systems, of IEC Technical Committee No. 65: Industrial-process Measurement and Control.

A first draft was discussed at the meeting held in Budapest in 1976. A revised draft, Document 65B(Central Office)14, was submitted to the National Committees for approval under the Six Months' Rule in June 1978.

The National Committees of the following countries voted explicitly in favour of publication:

Belgium	Hungary	South Africa (Republic of)
Brazil	Italy	Switzerland
Bulgaria	Japan	Turkey
Canada	Korea (Republic of)	United Kingdom
Denmark	Netherlands	United States of America
Egypt	Poland	

This standard forms Section Two of Part 2 of IEC Publication 534: Industrial-process Control Valves. Part 1: General Considerations, applies in general. Appropriate clauses of Part 2, Section Three: Control Valve Capacity Test Procedures for Incompressible and Compressible Fluids, which is in preparation, contain instructions for determining the various factors used in the equations contained in this section.

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS

Deuxième partie: Capacité d'écoulement

SECTION DEUX — ÉQUATIONS DE DIMENSIONNEMENT POUR L'ÉCOULEMENT DES FLUIDES COMPRESSIBLES DANS LES CONDITIONS D'INSTALLATION

1. Domaine d'application

Cette section de la deuxième partie traite des équations qui sont applicables en vue du dimensionnement des vannes de régulation des processus industriels lorsque les milieux en écoulement sont des fluides compressibles. 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 présentées dans cette section peuvent être déduites de celles de l'équation de base de Bernoulli pour les fluides newtoniens incompressibles. Cependant, lorsque, pour des valeurs croissantes de $\Delta p/p_1$ les effets de la compressibilité se font sentir, il est nécessaire de modifier l'équation fondamentale en y introduisant des facteurs de correction appropriés. Les équations présentées s'appliquent aux gaz ou vapeurs, mais ne conviennent pas pour les fluides multiphasiques tels que les mélanges gaz-liquide, vapeur-liquide ou gaz-solide.

2. Définitions

Toutes les définitions données dans l'article 2 de la Publication 534-1 de la CEI sont applicables ainsi que les suivantes:

2.1 *Écoulement engorgé*

Condition limite maximale d'écoulement que peut atteindre un fluide compressible en traversant une vanne de régulation.

Note. — Pour des conditions fixées à l'entrée (amont), cela se manifeste par l'impossibilité d'augmenter le débit en augmentant la pression différentielle.

2.2 *Rapport de pression différentielle critique*

Valeur maximale du rapport de la pression différentielle à la pression absolue d'entrée, qui intervient dans toutes les équations de dimensionnement des vannes.

Note. — L'écoulement engorgé, tel qu'il est défini au paragraphe 2.1, se produit lorsque la valeur maximale du rapport a été atteinte.

2.3 *Raccord*

Tout dispositif tel que réduction (convergent), augmentation (divergent), coude, té ou courbe, directement solidaire d'un embout d'une vanne de régulation.

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES

Part 2: Flow capacity

SECTION TWO — SIZING EQUATIONS FOR COMPRESSIBLE FLUID FLOW UNDER INSTALLED CONDITIONS

1. Scope

This section of Part 2 covers equations suitable for use in sizing industrial-process control valves when the flowing media are compressible fluids. 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 presented in this section can be traced to the basic Bernoulli equation 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 presented 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.

2. Definitions

All of the definitions given in Clause 2 of IEC Publication 534-1 shall apply with the addition of the following:

2.1 Choked flow

A maximum limiting flow condition which compressible fluids can reach in passing through control valves.

Note. — With fixed inlet (upstream) conditions, choked flow is evidenced by the failure of increasing pressure differential to produce further increase in the flow rate.

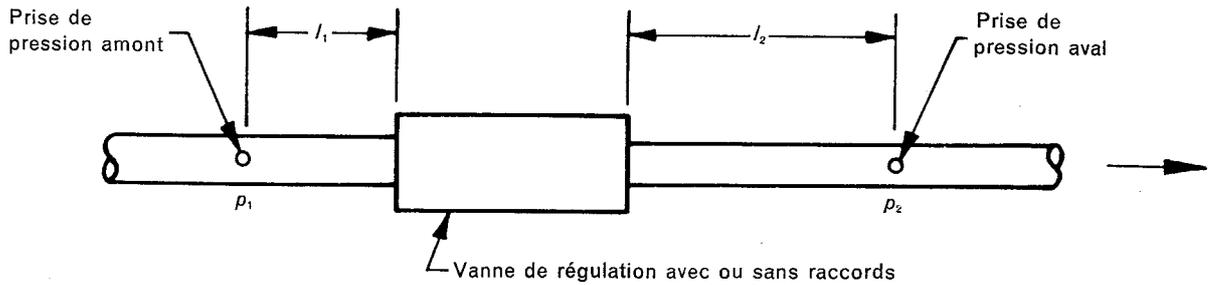
2.2 Critical differential pressure ratio

The maximum ratio of differential pressure to inlet absolute pressure that is effective in all of the valve sizing equations.

Note. — Choked flow as defined in Sub-clause 2.1 occurs when this maximum ratio has been reached.

2.3 Fitting

Any device such as a reducer, expander, elbow, T-piece, or bend, which is attached directly to an end connection of a control valve.



170180

$l_1 = 2$ fois le diamètre nominal de la tuyauterie
 $l_2 = 6$ fois le diamètre nominal de la tuyauterie

FIG. 1. — Emplacement des prises de pression.

3. Installation

Dans beaucoup d'applications industrielles, les vannes de régulation sont installées en utilisant divers types de raccords de tuyauteries solidaires des raccordements amont et aval de la vanne. Ces raccords ont habituellement un effet de réduction notable sur le coefficient de dimensionnement de la vanne dans les conditions d'installation; pour tenir compte de ces effets, il est nécessaire d'introduire un facteur de correction.

Dans le dimensionnement des vannes de régulation, en utilisant les relations présentées ci-après, les coefficients de débit calculés sont supposés inclure toutes les pertes de charge entre les prises de pression disposées comme le montre la figure 1. Il y a lieu de noter que les emplacements des prises de pression amont et aval ont été fixés aux limites maximales mentionnées dans la figure 3 de la Publication 534-1 de la CEI: Vannes de régulation des processus industriels, Première partie: Considérations générales. Ces coefficients de débit calculés sont normalement comparés aux coefficients de débit nominaux inscrits dans la documentation des constructeurs. Les coefficients de débit nominaux englobent toutes les pertes de charge du tronçon compris entre deux fois le diamètre de la tuyauterie en amont et six fois le diamètre de la tuyauterie en aval de la vanne de régulation, lorsque celle-ci est installée sans raccords adjacents.

4. Nomenclature

Symboles	Description	Unités
C	Coefficient de débit (A_v, K_v, C_v)	Diverses (voir note 1)
d	Dimension nominale de la vanne (DN)	mm
D	Diamètre intérieur de la tuyauterie	mm
F_p	Facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie	Sans dimension
F_γ	Facteur de rapport des chaleurs spécifiques	Sans dimension
M	Masse moléculaire du fluide en écoulement	—
$N_2, N_5,$ N_6, N_8, N_9	Constantes numériques	Diverses

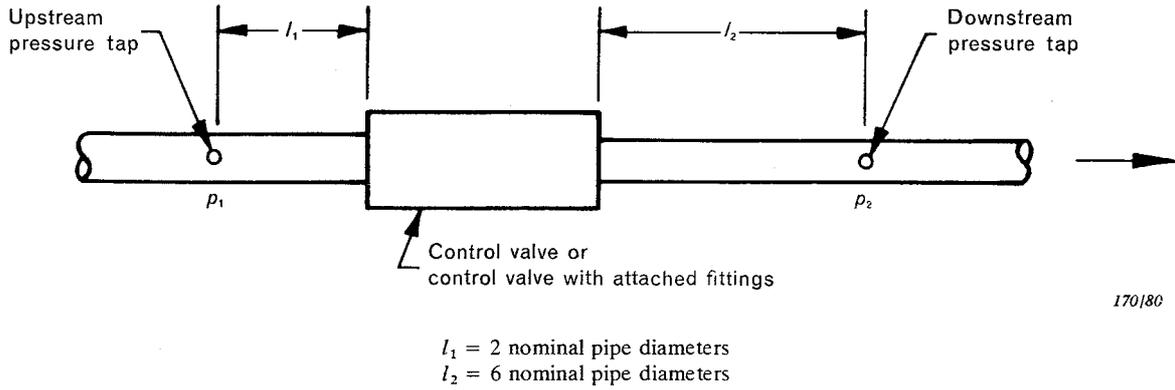


FIG. 1. — Pressure tap locations

3. Installation

In many industrial applications, control valves are installed using a variety of piping fittings attached to the upstream and downstream connections on the valve. These fittings usually have a significant reducing effect on the installed valve sizing coefficient. A correction factor is introduced to account for these effects.

In sizing control valves, using the relationships presented herein, the flow coefficients calculated include all head losses between pressure taps located as shown in Figure 1. It should be noted that the locations of the upstream and downstream pressure taps have been fixed at the outer limits shown in Figure 3 of IEC Publication 534-1: Industrial-process Control Valves, Part 1: General Considerations. These calculated flow coefficients will normally be compared with rated flow coefficients listed in valve manufacturers' literature. Rated coefficients also include all head losses from two pipe diameters upstream through six pipe diameters downstream but where the control valve has been installed without fittings attached.

4. Nomenclature

Symbols	Description	Unit
C	Flow coefficient (A_v, K_v, C_v)	Various (see Note 1)
d	Nominal valve size (DN)	mm
D	Internal diameter of the piping	mm
F_p	Piping geometry factor	Dimensionless
F_γ	Specific heat ratio factor	Dimensionless
M	Molecular mass of flowing fluid	—
$N_2, N_5,$ N_6, N_8, N_9	Numerical constants	Various

Symboles	Description	Unités
p_1	Pression absolue d'entrée, mesurée à la prise de pression amont	kPa ou bar (voir note 2)
p_2	Pression absolue de sortie, mesurée à la prise de pression aval	kPa ou bar
p_c	Pression thermodynamique critique absolue	kPa ou bar
p_r	Pression réduite (p_1/p_c)	Sans dimension
Δp	Pression différentielle ($p_1 - p_2$) entre prises de pression amont et aval	kPa ou bar
Q	Débit volumétrique	m^3/h (voir note 3)
T_1	Température absolue d'entrée ($^{\circ}C + 273$)	K
T_c	Température thermodynamique critique absolue	K
T_r	Température réduite (T_1/T_c)	Sans dimension
T_s	Température absolue de référence pour le mètre cube standard	K (voir note 3)
W	Débit massique	kg/h
x	Rapport de la pression différentielle à la pression absolue d'entrée ($\Delta p/p_1$)	Sans dimension
x_T	Facteur du rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation sans raccords adjacents	Sans dimension
x_{TP}	Facteur du rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation avec raccords adjacents	Sans dimension
Y	Facteur de détente	Sans dimension
Z	Facteur de compressibilité — rapport de la masse volumique théorique à la masse volumique réelle à l'entrée (fonction de p_r , T_r)	Sans dimension
γ	Rapport des chaleurs spécifiques	Sans dimension
ρ_1	Masse volumique du fluide à p_1 et T_1	kg/m^3
ζ	Coefficient de perte de charge, d'une réduction, d'une augmentation ou d'un autre type de raccord adjacent à la vanne de régulation	Sans dimension

Notes 1. — Voir la publication 534-1 de la CEI, voir aussi la note 4 de l'article 5.
 2. — $10^5 Pa = 10^2 kPa = 1 bar$.
 3. — Les débits volumétriques en mètres cubes par heure, identifiés par le symbole Q , se réfèrent aux conditions standard. Le mètre cube standard est pris à 1 013,25 mbar et soit à 273 K ou à 288,5 K (voir tableau I).

5. Equations de dimensionnement

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 débits peuvent être calculés en utilisant l'équation appropriée choisie parmi les suivantes:

<i>Symbols</i>	<i>Description</i>	<i>Unit</i>
p_1	Inlet absolute pressure measured at the upstream pressure tap	kPa or bar (see Note 2)
p_2	Outlet absolute pressure measured at the downstream pressure tap	kPa or bar
p_c	Absolute thermodynamic critical pressure	kPa or bar
p_r	Reduced pressure (p_1/p_c)	Dimensionless
Δp	Pressure differential ($p_1 - p_2$) between upstream and downstream pressure taps	kPa or bar
Q	Volumetric flow rate	m ³ /h (see Note 3)
T_1	Inlet absolute temperature ($^{\circ}\text{C} + 273$)	K
T_c	Absolute thermodynamic critical temperature	K
T_r	Reduced temperature (T_1/T_c)	Dimensionless
T_s	Absolute reference temperature for standard cubic metre	K (see Note 3)
W	Mass flow rate	kg/h
x	Ratio of pressure differential to inlet absolute pressure ($\Delta p/p_1$)	Dimensionless
x_T	Pressure differential ratio factor of a control valve without attached fittings	Dimensionless
x_{TP}	Pressure differential ratio factor of a control valve with attached fittings	Dimensionless
Y	Expansion factor	Dimensionless
Z	Compressibility factor—ratio of ideal to actual inlet specific mass (function of p_r , T_r)	Dimensionless
γ	Specific heat ratio	Dimensionless
ρ_1	Density (specific mass) of fluid at p_1 and T_1	kg/m ³
ζ	Head loss coefficient of a reducer, expander or other fitting attached to a control valve	Dimensionless

Notes 1. — Refer to IEC Publication 534-1: refer also to Note 4, Clause 5.
 2. — $10^5 \text{ Pa} = 10^2 \text{ kPa} = 1 \text{ bar}$.
 3. — 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 288.5 K (see Table I).

5. Sizing equations

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 rates may be calculated using the appropriate equation selected from the following:

$$W = N_6 \cdot F_p \cdot C \cdot Y \sqrt{x \cdot p_1 \cdot \rho_1} \quad (1)$$

$$W = N_8 \cdot F_p \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{\frac{x \cdot M}{T_1 \cdot Z}} \quad (2)$$

$$Q = N_9 \cdot F_p \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{\frac{x}{M \cdot T_1 \cdot Z}} \quad (\text{voir note 1}) \quad (3)$$

Lorsque le débit est connu et qu'on veut déterminer le coefficient C de dimensionnement de la vanne, il y a lieu d'utiliser les équations suivantes déduites respectivement des équations ci-dessus:

$$C = \frac{W}{N_6 \cdot F_p \cdot Y \sqrt{x \cdot p_1 \cdot \rho_1}} \quad (4)$$

$$C = \frac{W}{N_8 \cdot F_p \cdot p_1 \cdot Y} \sqrt{\frac{T_1 \cdot Z}{x \cdot M}} \quad (5)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 \cdot F_p \cdot p_1 \cdot Y} \sqrt{\frac{M \cdot T_1 \cdot Z}{x}} \quad (\text{voir note 1}) \quad (6)$$

Notes 1. — Dans certains cas, les équations de dimensionnement volumétrique des vannes pour les fluides compressibles contiennent le terme G . Ce terme se rapporte à la densité massique du fluide débitant par rapport à l'air, les deux fluides étant aux mêmes conditions standard. La relation se réduit à la suivante:

$$G = \frac{M}{M_a}$$

où:

M = masse moléculaire du fluide débitant

M_a = masse moléculaire de l'air = 28,97

2. — F_p est égal à 1 lorsque la vanne de régulation est installée sans raccords. Pour les valeurs de F_p dans d'autres configurations d'installation, se référer à l'article 6.
3. — Pour plus de détails sur le facteur de détente Y , se référer à l'article 7.
4. — N_6 , N_8 , N_9 sont des constantes numériques dont les valeurs tiennent compte des conversions nécessaires résultant des unités de mesure utilisées dans les équations, ainsi que du coefficient de débit spécifique désiré. Les coefficients de débits sont A_v , K_v , et C_v et les valeurs des constantes correspondantes sont données dans le tableau I.
5. — Plusieurs autres équations de dimensionnement des vannes de régulation pour fluides compressibles sont d'un usage courant très répandu. Quelques-unes de ces équations sont données dans l'annexe B.

6. Facteur F_p résultant de la géométrie de la tuyauterie

Le facteur F_p résultant de la géométrie de la tuyauterie modifie le coefficient de débit pour tenir compte des réductions, augmentations ou autres raccords adjacents au corps de la vanne. F_p est le rapport du coefficient de débit d'une vanne avec raccords adjacents à son entrée et/ou à sa sortie au coefficient de débit nominal.

Pour satisfaire à la tolérance maximale admissible de $\pm 5\%$, le facteur F_p doit être déterminé par essai.

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

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \left(\frac{C}{d^2}\right)^2}} \quad (7)$$

Note. — Les valeurs de N_2 sont données dans la tableau I.

$$W = N_6 \cdot F_p \cdot C \cdot Y \sqrt{x \cdot p_1 \cdot \rho_1} \quad (1)$$

$$W = N_8 \cdot F_p \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{\frac{x \cdot M}{T_1 \cdot Z}} \quad (2)$$

$$Q = N_9 \cdot F_p \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{\frac{x}{M \cdot T_1 \cdot Z}} \quad (\text{see Note 1}) \quad (3)$$

When the flow rate is known and the valve sizing coefficient C is to be determined, the following respective rearrangements of the above equations shall be used:

$$C = \frac{W}{N_6 \cdot F_p \cdot Y \sqrt{x \cdot p_1 \cdot \rho_1}} \quad (4)$$

$$C = \frac{W}{N_8 \cdot F_p \cdot p_1 \cdot Y} \sqrt{\frac{T_1 \cdot Z}{x \cdot M}} \quad (5)$$

$$C = \frac{Q}{N_9 \cdot F_p \cdot p_1 \cdot Y} \sqrt{\frac{M \cdot T_1 \cdot Z}{x}} \quad (\text{see Note 1}) \quad (6)$$

Notes 1. — In some cases, volumetric valve sizing equations for compressible fluids contain the term G . This term defines the relative density of the flowing fluid to air when both are at standard conditions. The relationship reduces to the following:

$$G = \frac{M}{M_a}$$

where:

M = molecular mass of flowing fluid

M_a = molecular mass of air = 28.97

2. — F_p is unity when the control valve is installed without fittings. Refer to Clause 6 for F_p values with other installation configurations.
3. — Refer to Clause 7 for details of the expansion factor Y .
4. — N_6, N_8, N_9 are numerical constants, the values of which account for the necessary conversion of measurement units used in the equations and also for the specific flow coefficient desired. Flow coefficients included are A_v, K_v and C_v , and values of the constants may be obtained from Table I.
5. — Several other equations for sizing control valves for compressible fluids are in common world-wide usage. Some of these equations are given in Appendix B.

6. Piping geometry factor F_p

The piping geometry factor F_p modifies the flow coefficient for reducers, expanders or other fittings attached to the valve body. F_p is the ratio of the flow coefficient for a valve with fittings attached to its inlet and/or outlet to the rated flow coefficient.

To meet the maximum permissible tolerance of $\pm 5\%$ the F_p factor shall be determined by test.

When calculated values are permissible, the following equation may be used:

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \left(\frac{C}{d^2}\right)^2}} \quad (7)$$

Note. — Values for N_2 are given in Table I.

Dans cette équation, le facteur $\Sigma\zeta$ est la somme algébrique de tous les coefficients de charge dynamique réels des réductions, augmentations ou autres raccords adjacents à la vanne de régulation. Le coefficient de charge dynamique de la vanne de régulation elle-même n'est pas inclus.

$$\Sigma\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2} \quad (8)$$

où:

- ζ_1 = coefficient de résistance amont
- ζ_2 = coefficient de résistance aval
- ζ_{B1} = coefficient de Bernoulli d'entrée
- ζ_{B2} = coefficient de Bernoulli de sortie

Lorsque les diamètres des raccords à l'entrée et à la sortie de la vanne de régulation sont identiques, $\zeta_{B1} = \zeta_{B2}$ et par conséquent ces coefficients s'éliminent dans l'équation.

Dans ceux des cas où les diamètres des tuyauteries en amont et en aval de la vanne de régulation sont différents, les valeurs de ζ_{B1} et ζ_{B2} peuvent être calculées par la relation suivante:

$$\zeta_{B1} \text{ ou } \zeta_{B2} = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4 \quad (9)$$

Si les raccords d'entrée et de sortie sont des réductions ou des augmentations concentriques, de longueur réduite, disponibles dans le commerce, les termes ζ peuvent être estimés approximativement par les expressions suivantes:

— réduction seulement: $\zeta_1 = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2 \quad (10)$

— augmentation seulement: $\zeta_2 = 1,0 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2 \quad (11)$

— réduction et augmentation de même dimension:

$$\zeta_1 + \zeta_2 = 1,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2 \quad (12)$$

Lorsque les raccords d'entrée et de sortie sont différents de ceux décrits ci-dessus, les coefficients de résistance ζ_1 et ζ_2 ne sont pas disponibles sous forme de tableaux et, par conséquent, la valeur de F_p doit être obtenue par essai.

7. 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 la pression différentielle x ;
- d) nombre de Reynolds;
- e) rapport des chaleurs spécifiques γ .

Les influences des points a), b) et c) sont prises en compte par le facteur du rapport de pression différentielle x_T , qui peut être établi par essai à l'air et est explicité à l'article 8.

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

$$\Sigma\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2} \quad (8)$$

where:

- ζ_1 = upstream resistance coefficient
- ζ_2 = downstream resistance coefficient
- ζ_{B1} = inlet Bernoulli coefficient
- ζ_{B2} = outlet Bernoulli coefficient

- When inlet and outlet fittings are identical, $\zeta_{B1} = \zeta_{B2}$ and therefore drop out of the equation.

In those cases where the piping diameters approaching and leaving the control valve are different, values of ζ_{B1} and ζ_{B2} may be calculated using the following relationship:

$$\zeta_{B1} \text{ or } \zeta_{B2} = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4 \quad (9)$$

If the inlet and outlet fittings are short-length commercially available concentric reducers or expanders, the ζ terms may be approximated using the following expressions:

— reducer only:
$$\zeta_1 = 0.5 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2 \quad (10)$$

— expander only:
$$\zeta_2 = 1.0 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2 \quad (11)$$

— reducer and expander of equal size:

$$\zeta_1 + \zeta_2 = 1.5 \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2 \quad (12)$$

When the inlet and outlet fittings are different from those described above, the resistance coefficients ζ_1 and ζ_2 have not been tabulated and thus the value of F_p shall be obtained by test.

7. 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 “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 influences of Items a), b) and c) are accounted for by the pressure differential ratio factor x_T , which may be established by air test and which is discussed in Clause 8.

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 spécifiques du fluide affecte le facteur de rapport de pression différentielle x_T .

Y peut être calculé en utilisant l'équation (13) ou l'équation donnée dans l'annexe A.

$$Y = 1 - \frac{x}{3 F \gamma x_T} \quad (13)$$

Dans l'équation ci-dessus, la valeur introduite pour x ne doit pas dépasser le produit de $F\gamma$ par x_T , alors même que la valeur réelle de x est plus grande. Voir les articles 8 et 9 pour de plus amples renseignements sur x , x_T et $F\gamma$.

8. Facteur de rapport de pression différentielle x_T ou x_{TP}

8.1 Facteur de rapport de pression différentielle x_T sans réduction ou autres 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, 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 la pression différentielle x atteint une valeur de $F\gamma x_T$. La valeur limite de x est définie comme le rapport de pression différentielle critique. La valeur de x utilisée dans les équations de dimensionnement (1) à (6) et dans la formule de Y (équation (13)) 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.

La valeur de x_T peut être établie par essai à l'air. La procédure d'essai pour cette détermination n'est pas décrite dans cette section, mais elle le sera dans la section trois de la Publication 534-2 de la CEI (en préparation). Cependant x_T peut être estimé approximativement à partir de F_L , facteur de récupération de pression d'un liquide dans une vanne de régulation sans raccords adjacents. L'équation (B8) de l'annexe B fournit cette relation. F_L est défini dans la section un de la Publication 534-2 de la CEI: Equations de dimensionnement des vannes de régulation pour l'écoulement des fluides incompressibles dans les conditions d'installation.

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 dans le tableau II. Ces informations ne doivent cependant être utilisées qu'avec prudence. Lorsqu'il est exigé des valeurs précises, elles doivent être obtenues par essai.

8.2 Facteur de rapport de pression différentielle x_{TP} avec réductions ou autres raccords

Si une vanne de régulation est installée avec réductions ou autres 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 peut être utilisée:

$$x_{TP} = \frac{x_T}{F_P^2} \left[1 + \frac{x_T \xi_i}{N_5} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2 \right]^{-1} \quad (14)$$

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 value of the ratio of specific heats of the fluid affects the pressure differential ratio factor x_T .

Y may be calculated using equation (13) or the equation given in Appendix A.

$$Y = 1 - \frac{x}{3 F \gamma x_T} \quad (13)$$

In the above equation, the value inserted for x may not exceed the product of $F\gamma$ and x_T even though the actual value of x is greater. See Clauses 8 and 9 for information on x , x_T and $F\gamma$.

8. Pressure differential ratio factor x_r or x_{TP}

8.1 Pressure differential ratio factor without reducers or other 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 ratio 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 (1) to (6) and in the relationship for Y (equation (13)) must 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 $x = F\gamma x_T$, to 1.0 for very low differential pressures.

The value of x_T may be established by air test. The test procedure for this determination is not covered in this section but will be covered in Section Three of IEC Publication 534-2 (in preparation). However, x_T may be approximated from F_L , the liquid pressure recovery factor of a control valve without attached fittings. Equation (B8) in Appendix B shows this relationship. F_L is defined in Section One of IEC Publication 534-2: Sizing Equations for Incompressible Fluid Flow under Installed Conditions.

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 II. Caution should be exercised in the use of this information. When precise values are required they shall be obtained by test.

8.2 Pressure differential ratio factor with reducers or other fittings x_{TP}

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

To meet the specified tolerance limitation of $\pm 5\%$, the valve and attached fittings shall be tested as a unit. When estimated values are permissible, the following equation may be used:

$$x_{TP} = \frac{x_T}{F_p^2} \left[1 + \frac{x_T \zeta_i}{N_5} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2 \right]^{-1} \quad (14)$$

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 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 les raccords à l'entrée et à la sortie sont constitués par des réductions ou des augmentations concentriques de longueurs réduites disponibles dans le commerce, les termes ζ peuvent être estimés en utilisant l'équation (10). Pour d'autres types de raccord, ζ_1 et F_p doivent être obtenus par essai.

Note. — Les valeurs de N_s dans l'équation (14) figurent dans le tableau I.

9. Facteur de rapport des chaleurs spécifiques F_γ

Le facteur x_T se rapporte, comme fluide en écoulement, à de l'air à une pression voisine de la pression atmosphérique. A une température ne dépassant pas 370 °C, le rapport des chaleurs spécifiques γ , pour l'air, est de 1,40. Si le rapport des chaleurs spécifiques 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 spécifiques, utiliser l'équation suivante:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1,40} \quad (15)$$

10. Facteur de compressibilité Z

Les équations de dimensionnement (2), (3), (5) et (6) 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 un facteur de compressibilité Z pour compenser cette différence. Z est fonction à la fois de la pression réduite et de la température réduite. Dans la présente section, la pression réduite p_r est définie comme 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 même, c'est-à-dire:

$$p_r = \frac{p_1}{p_c} \quad (16)$$

$$T_r = \frac{T_1}{T_c} \quad (17)$$

Les pressions et températures absolues thermodynamiques critiques pour la plupart des fluides et les courbes à partir desquelles Z peut être déterminé se trouvent dans de nombreux manuels de référence de données physiques.

In the above relationship, x_T is the pressure differential ratio factor for a control valve installed without reducers or other fittings. ζ_1 is the sum of the inlet velocity head 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 concentric reducer, the value of ζ may be estimated using equation (10). For other types of fittings, ζ_1 and F_p shall be obtained by test.

Note. — Values for N_5 in equation (14) are listed in Table I.

9. Specific heat ratio factor F_γ

The factor x_T is based on air near atmospheric pressure as the flowing fluid. At temperatures not exceeding 370 °C, the specific heat ratio γ for air is 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:

$$F_\gamma = \frac{\gamma}{1.40} \quad (15)$$

10. Compressibility factor Z

Sizing equations (2), (3), (5) and (6) 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 temperature. For use in this section, 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:

$$p_r = \frac{p_1}{p_c} \quad (16)$$

$$T_r = \frac{T_1}{T_c} \quad (17)$$

Absolute thermodynamic critical pressures and temperatures for most fluids and curves from which Z may be determined can be found in numerous reference handbooks of physical data.

TABLEAU I

Constantes numériques N

	Coefficient de débit C			Unités des formules					
	A_v	K_v	C_v	W	Q	$p, \Delta p$	ρ	T	d, D
N_2	$1,23 \times 10^{-12}$	$1,60 \times 10^{-3}$	$2,14 \times 10^{-3}$	—	—	—	—	—	mm
N_5	$1,39 \times 10^{-12}$	$1,80 \times 10^{-3}$	$2,41 \times 10^{-3}$	—	—	—	—	—	mm
N_6	$1,14 \times 10^5$	3,16	2,73	kg/h	—	kPa	kg/m ³	—	—
	$1,14 \times 10^6$	$3,16 \times 10^1$	$2,73 \times 10^1$	kg/h	—	bar	kg/m ³	—	—
N_8	$3,95 \times 10^4$	1,10	$9,48 \times 10^{-1}$	kg/h	—	kPa	—	K	—
	$3,95 \times 10^6$	$1,10 \times 10^2$	$9,48 \times 10^1$	kg/h	—	bár	—	K	—
$N_9 (T_s = 273 \text{ K})$	$8,85 \times 10^5$	$2,46 \times 10^1$	$2,12 \times 10^1$	—	m ³ /h	kPa	—	K	—
	$8,85 \times 10^7$	$2,46 \times 10^3$	$2,12 \times 10^3$	—	m ³ /h	bar	—	K	—
$N_9 (T_s = 288,5 \text{ K})$	$9,35 \times 10^5$	$2,60 \times 10^1$	$2,25 \times 10^1$	—	m ³ /h	kPa	—	K	—
	$9,35 \times 10^7$	$2,60 \times 10^3$	$2,25 \times 10^3$	—	m ³ /h	bar	—	K	—

TABLEAU II

Valeurs types de x_T pour clapet non réduit à pleine ouverture nominale

Type de vanne	Type d'obturateur	Sens d'écoulement	x_T
A soupape: Simple	Clapet en V Clapet profilé	Indifférent	0,75
		Fluide tendant à ouvrir	0,72
	A cage	Fluide tendant à fermer	0,55
		Fluide tendant à ouvrir	0,75
Double	Clapet en V Clapet profilé	Fluide tendant à fermer	0,70
		Indifférent	0,75
D'angle	Clapet profilé A cage	Indifférent	0,70
		Fluide tendant à ouvrir	0,72
	A venturi	Fluide tendant à ouvrir	0,65
		Fluide tendant à fermer	0,60
Sphérique	A secteur Classique (diamètre de passage: $0,8 d$)	Fluide tendant à fermer	0,20
		—	—
A papillon	(60° d'ouverture)	—	0,25
	(90° d'ouverture)	—	0,15

Note. — Les valeurs figurant dans ce tableau ne sont qu'approximatives et ne s'appliquent pas à toutes les vannes d'un même type. Si des valeurs plus précises sont nécessaires, elles doivent être déterminées par essai.

TABLE I

Numerical constants N

	Flow coefficient C			Formula units					
	A_v	K_v	C_v	W	Q	$p, \Delta p$	ρ	T	d, D
N_2	1.23×10^{-12}	1.60×10^{-3}	2.14×10^{-3}	—	—	—	—	—	mm
N_5	1.39×10^{-12}	1.80×10^{-3}	2.41×10^{-3}	—	—	—	—	—	mm
N_6	1.14×10^5	3.16	2.73	kg/h	—	kPa	kg/m ³	—	—
	1.14×10^6	3.16×10^1	2.73×10^1	kg/h	—	bar	kg/m ³	—	—
N_8	3.95×10^4	1.10	9.48×10^{-1}	kg/h	—	kPa	—	K	—
	3.95×10^6	1.10×10^2	9.48×10^1	kg/h	—	bar	—	K	—
$N_9 (T_s = 273 \text{ K})$	8.85×10^5	2.46×10^1	2.12×10^1	—	m ³ /h	kPa	—	K	—
	8.85×10^7	2.46×10^3	2.12×10^3	—	m ³ /h	bar	—	K	—
$N_9 (T_s = 288.5 \text{ K})$	9.35×10^5	2.60×10^1	2.25×10^1	—	m ³ /h	kPa	—	K	—
	9.35×10^7	2.60×10^3	2.25×10^3	—	m ³ /h	bar	—	K	—

TABLE II

Representative x_T values for full size trim
at full rated opening

Valve type	Trim type	Flow direction	x_T	
Globe:	Single port	Ported plug	0.75	
		Contoured plug	0.72	
		Characterized cage	0.55	
	Double port	Ported plug	Flow-to-open	0.75
		Contoured plug	Flow-to-close	0.70
		Characterized cage	Flow-to-open	0.75
Angle	Single port	Ported plug	0.75	
		Contoured plug	0.70	
		Characterized cage	0.55	
	Double port	Ported plug	Flow-to-open	0.72
		Contoured plug	Flow-to-open	0.65
		Characterized cage	Flow-to-close	0.60
Ball	Characterized segmental Conventional (port diam.: 0.8 d)	Flow-to-close	0.20	
		—	0.25	
Butterfly	(60° open) (90° open)	—	0.15	
		—	0.38	

Note. — Values in this table are approximate only and do not apply to all valves of a type. If accurate values are needed they shall be determined by test.

ANNEXE A

EXPRESSION RIGOUREUSE DU FACTEUR DE DÉTENTE Y

Une formule différente pour le facteur de détente Y (équation (13)) basée sur un article intitulé « Control valve flow theory and sizing » * qui explique entièrement le fonctionnement thermodynamique d'une vanne de régulation est donnée dans la présente annexe. Cet article aboutit aux mêmes équations (1) à (6) inclus figurant dans le texte principal, mais présente une expression rigoureuse du facteur de détente Y. Cette équation peut être simplifiée avec une bonne approximation en la remplaçant par la relation linéaire:

$$Y = 1 - \frac{1 - \sigma_\gamma F_g / \sqrt{x_{cr}}}{x_{cr}} x \quad (A1)$$

dans laquelle la valeur utilisée pour x est prise égale à x_{cr} , lorsque sa valeur réelle est supérieure à x_{cr} .

Les facteurs utilisés dans l'équation ci-dessus sont:

$$\sigma_\gamma = \sqrt{\frac{\gamma}{2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (A2)$$

qui dépend uniquement du rapport des chaleurs spécifiques γ .

Notes 1. — En pratique, la valeur de σ_γ peut être obtenue à partir du tableau A1 ci-après ou déduite d'un graphique en fonction de γ . D'autre part, la formule suivante plus simple peut être utilisée:

$$\sigma_\gamma = 0,310 + 0,122 \gamma \quad (A3)$$

qui donne une erreur inférieure à 1% (γ étant dans la gamme normale des valeurs pour les gaz).

F_g est le facteur de récupération de pression de la vanne à sa course nominale. Pour toute vanne, la valeur de ce facteur doit être considérée comme une grandeur connue, obtenue expérimentalement comme décrit dans la norme sur les procédures d'essai.

Grâce à F_g , la valeur de x_{cr} est calculée par:

$$x_{cr} = 1 - \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} F_g^2 \quad (A4)$$

qui est la valeur de x correspondant à l'écoulement engorgé.

2. — Cette valeur peut être déduite d'un graphique en fonction de F_g , γ étant un paramètre fixé. Lorsque F_g est dans la gamme de 0,7 à 1,1, une formule plus simple peut être utilisée, qui est (pour l'air):

$$x_{cr} = 0,684 F_g - 0,210 \quad (A5)$$

qui donne une erreur inférieure à 1% par rapport à l'équation (A4).

En pratique, au lieu de calculer Y au moyen des équations ci-dessus, il est possible d'utiliser un simple graphique, semblable à celui de la figure A1, page 28. Sur ce graphique Y est représenté pour un gaz déterminé (air) en fonction de x, le facteur F_g étant supposé être un paramètre. La valeur de Y peut ainsi être obtenue immédiatement et utilisée directement dans les équations de (1) à (6) inclus.

La relation (A1) entre Y et x est linéaire comme l'équation (13) du texte principal. Il faut noter cependant que la valeur critique x_{cr} est très différente de la valeur finale x_T de l'équation (13). Néanmoins, les résultats numériques des équations (13) et (A1) diffèrent très peu (moins de 1% pour l'air, dans la gamme normale de F_g) si on utilise la formule de corrélation correcte entre x_T et F_g .

Cette formule de corrélation pour l'air est:

$$x_T = 2,25 \sigma_\gamma F_g^2 = 0,527 F_g^2 \quad (A6)$$

* I.S.A. Transactions, vol. 13, n° 4 (1974).

APPENDIX A

RIGOROUS EXPRESSION FOR THE EXPANSION FACTOR Y

A different formula for the expansion factor Y (equation (13)) is given in this appendix, based on a paper entitled "Control Valve Flow Theory and Sizing"* which fully explains the thermodynamic behaviour of a control valve. This paper leads to the same equations (1) to (6) inclusive in the main text but introduces a rigorous expression for the expansion factor Y . This equation can be simplified with a good approximation to a linear relationship:

$$Y = 1 - \frac{1 - \sigma_\gamma F_g / \sqrt{x_{cr}}}{x_{cr}} x \quad (A1)$$

in which the value inserted for x is set equal to x_{cr} when its actual value is greater than x_{cr} .

The factors used in the above equation are:

$$\sigma_\gamma = \sqrt{\frac{\gamma}{2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (A2)$$

this is dependent on the specific heat ratio γ only.

Notes 1. — In practice, the value of σ_γ can be obtained from Table A1 below or deduced from a graph as a function of γ . On the other hand the following simpler formula can be used.

$$\sigma_\gamma = 0.310 + 0.122 \gamma \quad (A3)$$

which gives an error smaller than 1% (γ being in the normal range of the values for gases).

F_g is the pressure recovery factor of the valve at rated travel. For any valve, its value must be considered as a known quantity, which is experimentally obtained as outlined in the standard on testing procedures.

Through F_g the value of x_{cr} is calculated by:

$$x_{cr} = 1 - \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} F_g^2 \quad (A4)$$

this is the value of x corresponding to the choked flow.

2. — This value can be deduced from a graph as a function of F_g , γ being a fixed parameter. When F_g is in the range 0.7 to 1.1, a simpler formula can be used, which is (for air):

$$x_{cr} = 0.684 F_g - 0.210 \quad (A5)$$

which gives an error smaller than 1% in respect to the equation (A4).

In practice, instead of calculating Y by means of the above equations, it is possible to use a simple graph, similar to that of Figure A1, page 29. In this graph Y is drawn for an assigned gas (air) as a function of x , the factor F_g being assumed as a parameter. By this means the value of Y can be obtained immediately and used directly in equations (1) to (6) inclusive.

The relationship (A1) between Y and x is linear, as is equation (13) of the main text. It has to be noted, however, that the critical value x_{cr} is very different from the terminal value x_T of equation (13). Nevertheless, the numerical results of equations (13) and (A1) differ slightly (less than 1% for air, in the normal range of F_g) if the proper correlation formula between x_T and F_g is used.

This correlation formula gives:

$$x_T = 2.25 \sigma_\gamma F_g^2 = 0.527 F_g^2 \text{ for air} \quad (A6)$$

* I.S.A. Transactions, Vol. 13, No. 4 (1974).

Il y a lieu de remarquer que la méthode décrite dans la présente annexe tient compte de façon plus précise de l'influence des diverses grandeurs physiques en particulier celle de F_g et de γ . De plus, puisque la théorie n'est pas basée sur la loi des gaz parfaits, les équations (1) et (4) avec l'utilisation de la formule (A1) sont valables aussi pour les gaz réels et les vapeurs (en prenant évidemment la valeur de ρ_1 correspondant aux valeurs de p_1 et T_1).

Toutefois, pour éviter l'utilisation des tableaux afin d'en déduire la valeur de ρ_1 , on peut se servir des relations pratiques entre p_1 et ρ_1 . Dans cet ordre d'idées, les formules suivantes pour les vapeurs sont:

a) vapeur saturée sèche (qualité initiale = 1):

$$W = 0,72 \cdot N_6 \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{x} \quad (\text{A7})$$

En prenant $\gamma = 1,14$, on obtient $\sigma_\gamma = 0,450$, $x_{cr} = (0,539 - 0,118 F_g^2) F_g^2$; ce qui permet de calculer ou de déduire Y du graphique tracé pour $\gamma = 1,14$. De la même manière, une formule semblable peut être obtenue pour la vapeur d'eau humide (qualité inférieure à 1) en utilisant la valeur appropriée de γ , comme indiqué dans l'ouvrage mentionné sous le tableau AI.

b) vapeur surchauffée:

$$W = \frac{0,72 \cdot N_6 \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{x}}{1 + 0,00126 \Delta t} \quad (\text{A8})$$

où Δt est le degré de surchauffe en degrés Celsius

En prenant $\gamma = 1,315$, on obtient $\sigma_\gamma = 0,474$, $x_{cr} = (0,596 - 0,139 F_g^2) F_g^2$; ce qui permet de calculer ou de déduire Y du graphique tracé pour $\gamma = 1,315$.

It has to be remarked that the method described in this appendix takes into account more accurately the influence of the various physical quantities, in particular that of F_g and γ . Moreover, since the theory is not based on the ideal gas law, equations (1) and (4) with the use of formula (A1) are valid also for real gases and vapours (by assuming the value of ρ_1 corresponding to the values of p_1 and T_1).

However, to avoid the use of tables to infer the value of ρ_1 , practical relationships between p_1 and ρ_1 can be used. In this way the following formulae for steam are obtained:

a) saturated dry steam (initial quality = 1):

$$W = 0.72 \cdot N_6 \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{x} \quad (\text{A7})$$

By setting $\gamma = 1.14$ there results $\sigma_\gamma = 0.450$, $x_{cr} = (0.539 - 0.118 F_g^2) F_g^2$; hence Y can be calculated or deduced from a graph drawn for $\gamma = 1.14$. In the same way, a similar formula can be obtained for water vapour having a quality smaller than 1, by using the proper value of γ , as reported in the handbook mentioned under Table AI.

b) superheated steam:

$$W = \frac{0.72 \cdot N_6 \cdot C \cdot p_1 \cdot Y \sqrt{x}}{1 + 0.00126 \Delta t} \quad (\text{A8})$$

where Δt is the degree of superheat in degrees Celsius.

By setting $\gamma = 1.315$ there results $\sigma_\gamma = 0.474$, $x_{cr} = (0.596 - 0.139 F_g^2) F_g^2$; hence Y can be calculated or deduced from a graph drawn for $\gamma = 1.315$.

IECNORM.COM: Click to view the full PDF of IEC 60534-2-3:1999

TABLEAU AI

Valeurs de γ et de σ_γ

Gaz ou vapeur	Symbole	$\gamma = c_p/c_v$	σ_γ
Acétylène	C ₂ H ₂	1,30	0,472
Air	—	1,40	0,484
Ammoniac	NH ₃	1,32	0,474
Argon	A	1,67	0,514
Butane N	C ₄ H ₁₀	1,11	0,446
Dioxyde de carbone	CO ₂	1,30	0,472
Monoxyde de carbone	CO	1,40	0,484
Ethane	C ₂ H ₆	1,22	0,461
Ethylène	C ₂ H ₄	1,22	0,461
Fréon 12 (dichlorodifluorométhane)	CCl ₂ F ₂	1,13	0,449
Hélium	He	1,66	0,513
Hydrogène	H ₂	1,41	0,485
Méthane	CH ₄	1,32	0,473
Gaz naturel ¹⁾	—	1,27 ¹⁾	0,468 ¹⁾
Néon	Ne	1,64	0,511
Oxyde nitrique	NO	1,40	0,484
Azote	N ₂	1,41	0,485
Octane	C ₈ H ₁₈	1,06	0,513
Oxygène	O ₂	1,40	0,484
Pentane	C ₅ H ₁₂	1,06	0,438
Propane	C ₃ H ₈	1,15	0,452
Propylène	C ₃ H ₆	1,14	0,450
Vapeur saturée	—	1,25 – 1,32 ¹⁾	0,465 – 0,474 ²⁾
Dioxyde de soufre	SO ₂	1,26	0,467
Vapeur surchauffée	—	1,315	0,474

¹⁾ Valeurs types : la détermination des valeurs exactes nécessite la connaissance exacte des constituants.

²⁾ Pour la vapeur d'eau, γ n'est pas constant, mais varie en fonction des valeurs respectives, de la qualité initiale et de la pression initiale (voir le *ASME Steam Tables 1967*, American Society of Mechanical Engineers).

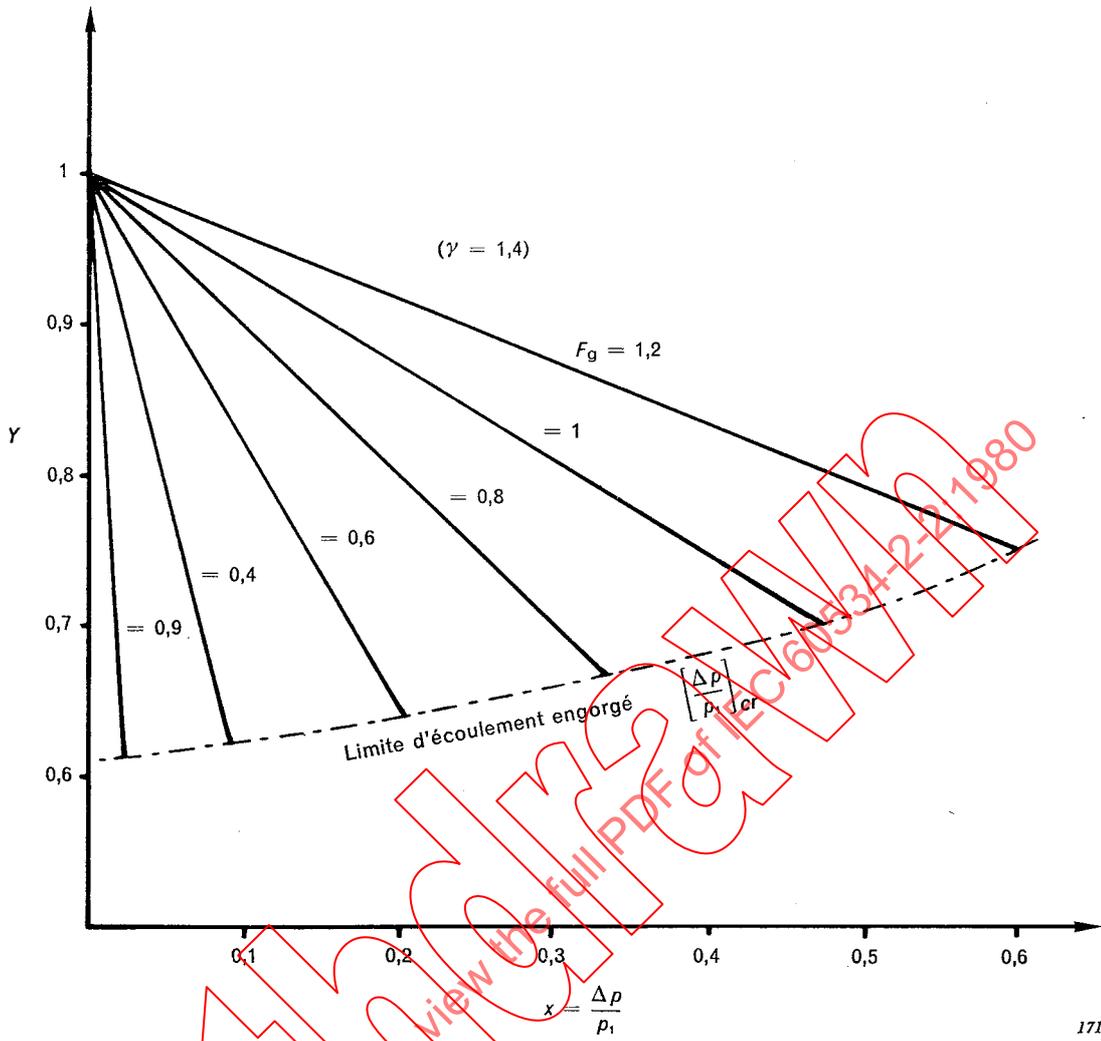
TABLE AI

Values of γ and σ_γ

Gas or vapour	Symbol	$\gamma = c_p/c_v$	σ_γ
Acetylene	C_2H_2	1.30	0.472
Air	—	1.40	0.484
Ammonia	NH_3	1.32	0.474
Argon	A	1.67	0.514
N-Butane	C_4H_{10}	1.11	0.446
Carbon dioxide	CO_2	1.30	0.472
Carbon monoxide	CO	1.40	0.484
Ethane	C_2H_6	1.22	0.461
Ethylene	C_2H_4	1.22	0.461
Freon (F-12) (dichlorodifluoromethane)	CCl_2F_2	1.13	0.449
Helium	He	1.66	0.513
Hydrogen	H_2	1.41	0.485
Methane	CH_4	1.32	0.473
Natural gas ¹⁾	—	1.27 ¹⁾	0.468 ¹⁾
Neon	Ne	1.64	0.511
Nitric oxide	NO	1.40	0.484
Nitrogen	N_2	1.41	0.485
Octane	C_8H_{18}	1.66	0.513
Oxygen	O_2	1.40	0.484
Pentane	C_5H_{12}	1.06	0.438
Propane	C_3H_8	1.15	0.452
Propylene	C_3H_6	1.14	0.450
Saturated steam	—	1.25 – 1.32 ¹⁾	0.465 – 0.474 ²⁾
Sulphur dioxide	SO_2	1.26	0.467
Superheated steam	—	1.315	0.474

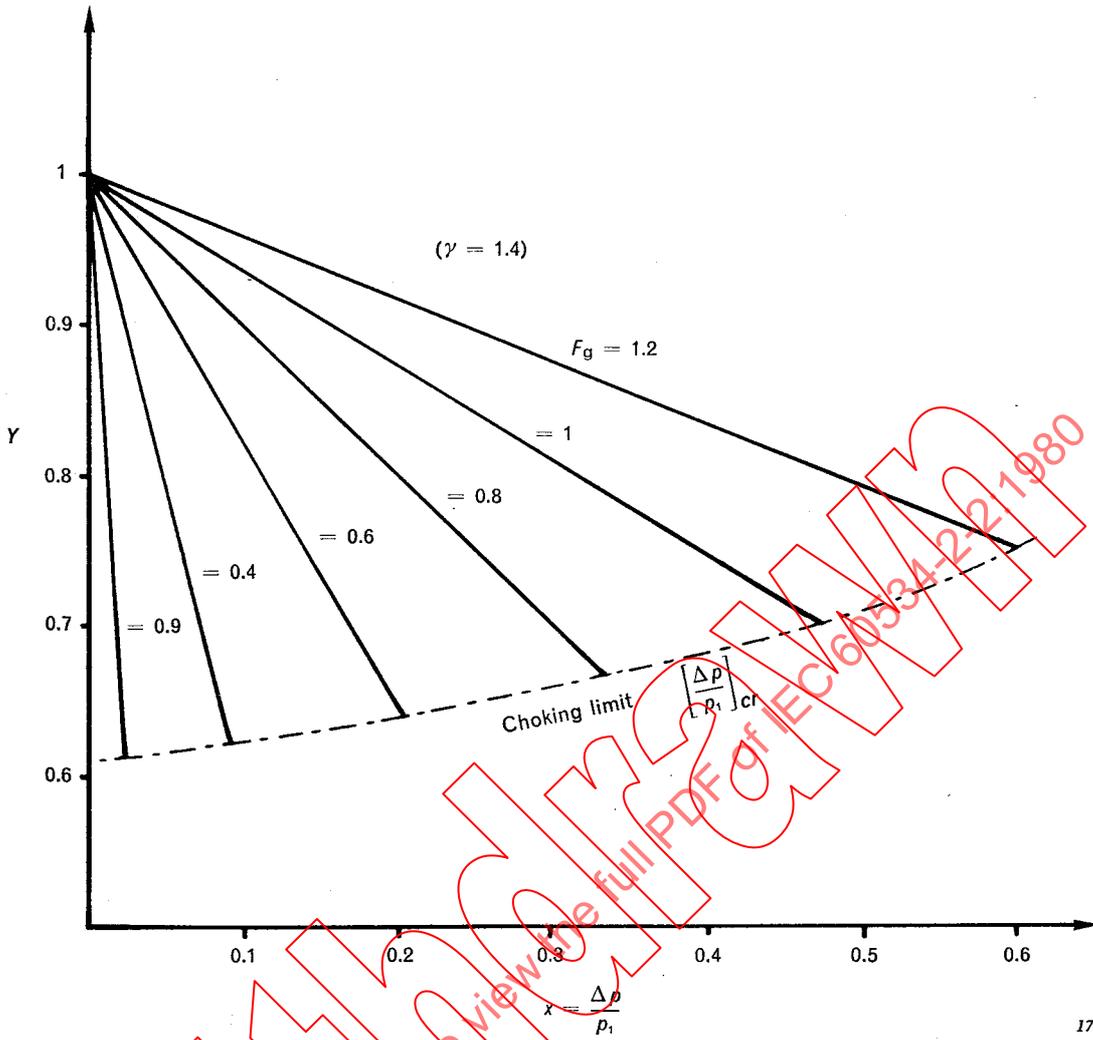
¹⁾ Representative values: exact characteristics require knowledge of exact constituents.

²⁾ For water vapour, γ is not constant but varies with the values of the initial quality and initial pressure (see *ASME Steam Tables 1967*, American Society of Mechanical Engineers).



171180

FIG. A1. — Facteur de détente en fonction du rapport de chute de pression pour des valeurs de F_g différant très largement (pour l'air, $\gamma = 1,4$).



171180

FIG. A1. — Expansion factor vs. pressure drop ratio for widely differing values of F_g (for $\gamma = 1.4$, air).

ANNEXE B

AUTRES ÉQUATIONS DE DIMENSIONNEMENT

En plus des équations de dimensionnement des vannes de régulation présentées et discutées dans le corps principal de la présente section, il existe d'autres équations de dimensionnement pour des écoulements de fluides compressibles, qui sont d'un emploi très répandu. Deux de ces équations qui ont été largement utilisées et dont on peut penser qu'elles continueront à l'être dans un proche avenir sont présentées et brièvement décrites dans la présente annexe. Ces équations ne sont pas préférentielles et leur emploi devrait être abandonné dans l'intérêt d'une pratique uniforme.

L'une de ces équations, bien connue, est:

$$Q = N_{10} C C_1 p_1 \sqrt{\frac{T_s}{G T_1 Z}} \sin \left[\frac{3417}{C_1} \sqrt{\frac{\Delta p}{p_1}} \right] \text{ deg} \quad (\text{B1})$$

Toutes les variables de cette équation ont été définies dans le corps principal de cette section, excepté C_1 . La constante N_{10} et toutes les autres constantes de cette annexe se trouvent dans le tableau BI.

La valeur du coefficient C_1 est fonction de la caractéristique de récupération de pression de la vanne de régulation considérée. Sa détermination nécessite des essais d'écoulement avec des fluides compressibles et des fluides incompressibles. Au cours de l'essai avec un fluide compressible, la pression différentielle à travers la vanne doit être suffisante pour produire un écoulement engorgé tandis que pour l'essai avec un fluide incompressible aucun écoulement engorgé ne doit se produire. Si les essais sont effectués avec de l'air ou de l'eau à 288,5 K, C_1 peut être calculé à partir de la relation suivante:

$$C_1 = 2,106 \frac{Q_a p_1}{Q_w \sqrt{\Delta p}} \quad (\text{B2})$$

où:

Q_a = débit d'air de l'écoulement engorgé, en mètres cubes standard par heure à $T_s = 288,5$ K

p_1 = pression absolue d'entrée, en bars

Q_w = débit d'eau de l'écoulement non engorgé, en mètres cubes par heure

Δp = pression différentielle, en bars

Les vannes de régulation qui font preuve de grandes facultés de récupération de pression présentent pour C_1 des valeurs faibles et vice versa. La gamme normale de ce coefficient s'étend approximativement de 14 à 38. Dans les tolérances d'essais, C_1 est relié au facteur de rapport de pression différentielle x_T par:

$$C_1 = 40 \sqrt{x_T} \quad (\text{B3})$$

L'expression entre crochets dans l'équation (B1) donne une indication de la fraction de l'écoulement engorgé existant pour la valeur de $\Delta p/p_1$, utilisée dans le calcul. L'écoulement engorgé existe lorsque la valeur entre crochets est égale ou supérieure à 90° . La valeur entre crochets doit donc être limitée à 90° .

Les résultats obtenus à partir des équations (3) et (B1) concordent aux tolérances de mesures près.

Une autre forme de l'équation (B1) est donnée par l'expression suivante où le débit est exprimé en unités de masse au lieu de l'être en unités de volume: