

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE



**Industrial-process control valves –
Part 2-3: Flow capacity – Test procedures**

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

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-2-3:2015



THIS PUBLICATION IS COPYRIGHT PROTECTED

Copyright © 2015 IEC, Geneva, Switzerland

All rights reserved. Unless otherwise specified, no part of this publication may be reproduced or utilized in any form or by any means, electronic or mechanical, including photocopying and microfilm, without permission in writing from either IEC or IEC's member National Committee in the country of the requester. If you have any questions about IEC copyright or have an enquiry about obtaining additional rights to this publication, please contact the address below or your local IEC member National Committee for further information.

Droits de reproduction réservés. Sauf indication contraire, aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photocopie et les microfilms, sans l'accord écrit de l'IEC ou du Comité national de l'IEC du pays du demandeur. Si vous avez des questions sur le copyright de l'IEC ou si vous désirez obtenir des droits supplémentaires sur cette publication, utilisez les coordonnées ci-après ou contactez le Comité national de l'IEC de votre pays de résidence.

IEC Central Office
3, rue de Varembe
CH-1211 Geneva 20
Switzerland

Tel.: +41 22 919 02 11
info@iec.ch
www.iec.ch

About the IEC

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

About IEC publications

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

IEC publications search - webstore.iec.ch/advsearchform

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 It also gives information on projects, replaced and withdrawn publications.

IEC Just Published - webstore.iec.ch/justpublished

Stay up to date on all new IEC publications. Just Published details all new publications released. Available online and once a month by email.

IEC Customer Service Centre - webstore.iec.ch/csc

If you wish to give us your feedback on this publication or need further assistance, please contact the Customer Service Centre: sales@iec.ch.

Electropedia - www.electropedia.org

The world's leading online dictionary on electrotechnology, containing more than 22 000 terminological entries in English and French, with equivalent terms in 16 additional languages. Also known as the International Electrotechnical Vocabulary (IEV) online.

IEC Glossary - std.iec.ch/glossary

67 000 electrotechnical terminology entries in English and French extracted from the Terms and Definitions clause of IEC publications issued since 2002. Some entries have been collected from earlier publications of IEC TC 37, 77, 86 and CISPR.

A propos de l'IEC

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

A propos des publications IEC

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

Recherche de publications IEC -

webstore.iec.ch/advsearchform

La recherche avancée permet de trouver des publications IEC en utilisant différents critères (numéro de référence, texte, comité d'études,...). Elle donne aussi des informations sur les projets et les publications remplacées ou retirées.

IEC Just Published - webstore.iec.ch/justpublished

Restez informé sur les nouvelles publications IEC. Just Published détaille les nouvelles publications parues. Disponible en ligne et une fois par mois par email.

Service Clients - webstore.iec.ch/csc

Si vous désirez nous donner des commentaires sur cette publication ou si vous avez des questions contactez-nous: sales@iec.ch.

Electropedia - www.electropedia.org

Le premier dictionnaire d'électrotechnologie en ligne au monde, avec plus de 22 000 articles terminologiques en anglais et en français, ainsi que les termes équivalents dans 16 langues additionnelles. Egalement appelé Vocabulaire Electrotechnique International (IEV) en ligne.

Glossaire IEC - std.iec.ch/glossary

67 000 entrées terminologiques électrotechniques, en anglais et en français, extraites des articles Termes et Définitions des publications IEC parues depuis 2002. Plus certaines entrées antérieures extraites des publications des CE 37, 77, 86 et CISPR de l'IEC.

INTERNATIONAL STANDARD

NORME INTERNATIONALE



**Industrial-process control valves –
Part 2-3: Flow capacity – Test procedures**

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

INTERNATIONAL
ELECTROTECHNICAL
COMMISSION

COMMISSION
ELECTROTECHNIQUE
INTERNATIONALE

ICS 23.060.40; 25.040.40

ISBN 978-2-8322-8666-1

**Warning! Make sure that you obtained this publication from an authorized distributor.
Attention! Veuillez vous assurer que vous avez obtenu cette publication via un distributeur agréé.**

CONTENTS

FOREWORD	4
1 Scope	6
2 Normative references	6
3 Terms and definitions	6
4 Symbols	7
5 Test system	8
5.1 Test specimen	8
5.2 Test section	8
5.3 Throttling valves	9
5.4 Flow measurement	10
5.5 Pressure taps	10
5.6 Pressure measurement	10
5.7 Temperature measurement	10
5.8 Valve travel	11
5.9 Installation of test specimen	11
6 Accuracy of tests	12
7 Test fluids	12
7.1 Incompressible fluids	12
7.2 Compressible fluids	12
8 Test procedure for incompressible fluids	12
8.1 Test procedure for flow coefficient C	12
8.2 Test procedure for liquid pressure recovery factor F_L and combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor F_{LP}	14
8.3 Test procedure for piping geometry factor F_p	15
8.4 Test procedure for liquid critical pressure ratio factor F_F	15
8.5 Test procedure for Reynolds number factor F_R for incompressible flow	15
8.6 Test procedure for valve style modifier F_d	15
9 Data evaluation procedure for incompressible fluids	16
9.1 Non-choked flow	16
9.2 Choked flow	16
9.3 Calculation of flow coefficient C	17
9.4 Calculation of liquid pressure recovery factor F_L and the combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor F_{LP}	17
9.5 Calculation of piping geometry factor F_p	18
9.6 Calculation of liquid critical pressure ratio factor F_F	18
9.7 Calculation of Reynolds number factor F_R	18
9.8 Calculation of valve style modifier F_d	18
10 Test procedure for compressible fluids	19
10.1 Test procedure for flow coefficient C	19
10.2 Test procedure for pressure differential ratio factors x_T and x_{TP}	20
10.3 Test procedure for piping geometry factor F_p	21
10.4 Test procedure for Reynolds number factor F_R	22
10.5 Test procedure for valve style modifier F_d	22
10.6 Test procedure for small flow trim	22

11	Data evaluation procedure for compressible fluids	23
11.1	Flow equation	23
11.2	Calculation of flow coefficient C	23
11.3	Calculation of pressure differential ratio factor x_T	23
11.4	Calculation of pressure differential ratio factor x_{TP}	24
11.5	Calculation of piping geometry factor F_p	24
11.6	Calculation of Reynolds number factor F_R for compressible fluids	24
11.7	Calculation of valve style modifier F_d	24
11.8	Calculation of flow coefficient C for small flow trim	25
Annex A	(normative) Typical examples of test specimens showing appropriate pressure tap locations	26
Annex B	(informative) Engineering data	28
Annex C	(informative) Derivation of the valve style modifier, F_d	31
Annex D	(informative) Laminar flow test discussion	35
Annex E	(informative) Long form F_L test procedure	36
E.1	General	36
E.2	Test procedure	36
E.3	Graphical data reduction	36
Annex F	(informative) Calculation of F_p to help determine if pipe/valve port diameters are adequately matched	38
Bibliography		40
Figure 1	– Basic flow test system	8
Figure 2	– Test section piping requirements	9
Figure 3	– Recommended pressure tap connection	11
Figure A.1	– Typical examples of test specimens showing appropriate pressure tap locations	27
Figure B.1	– Dynamic viscosity of water	28
Figure C.1	– Single seated, parabolic plug (flow tending to open)	34
Figure C.2	– Swing-through butterfly valve	34
Figure E.1	– Typical flow results	37
Table 1	– Test specimen alignment	11
Table 2	– Minimum inlet absolute test pressure in kPa (bar) as related to F_L and Δp	13
Table 3	– Numerical constants N	25
Table B.1	– Properties for water	28
Table B.2	– Properties of air	29
Table B.3	– Test section piping	30
Table C.1	– Numerical constant, N	34
Table F.1	– Tabulated values of F_p if upstream and downstream pipe the same size	39
Table F.2	– Tabulated values of F_p if downstream pipe larger than valve	39

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –**Part 2-3: Flow capacity – Test procedures****FOREWORD**

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

The third edition cancels and replaces the second edition published in 1997, of which it constitutes a technical revision.

This edition includes the following significant technical changes with respect to the previous edition:

- a) Addition of informative Annexes B, C, D, E and F.
- b) Organizational and formatting changes were made to group technically related subject matter.

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

FDIS	Report on voting
65B/1025/FDIS	65B/1028/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.

A list of all parts in the IEC 60534 series, published under the general title *Industrial-process control valves*, can be found on the IEC website.

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

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

IMPORTANT – The 'colour inside' logo on the cover page of this publication indicates that it contains colours which are considered to be useful for the correct understanding of its contents. Users should therefore print this document using a colour printer.

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –

Part 2-3: Flow capacity – Test procedures

1 Scope

This part of IEC 60534 is applicable to industrial-process control valves and provides the flow capacity test procedures for determining the following variables used in the equations given in IEC 60534-2-1:

- a) flow coefficient C ;
- b) liquid pressure recovery factor without attached fittings F_L ;
- c) combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor of a control valve with attached fittings F_{LP} ;
- d) piping geometry factor F_P ;
- e) pressure differential ratio factors x_T and x_{TP} ;
- f) valve style modifier F_d ;
- g) Reynolds number factor F_R .

2 Normative references

The following documents, in whole or in part, are normatively referenced in this document and are indispensable for its application. 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, *Industrial-process control valves – Part 1: Control valve terminology and general considerations*

IEC 60534-2-1:2011, *Industrial-process control valves – Part 2-1: Flow capacity – Sizing equations for fluid flow under installed conditions*

IEC 60534-8-2, *Industrial-process control valves – Part 8-2: Noise considerations – Laboratory measurement of noise generated by hydrodynamic flow through control valves*

IEC 61298-1, *Process measurement and control devices – General methods and procedures for evaluating performance – Part 1: General considerations*

IEC 61298-2, *Process measurement and control devices – General methods and procedures for evaluating performance – Part 2: Tests under reference conditions*

3 Terms and definitions

For the purposes of this document, the terms and definitions given in IEC 60534-1, IEC 60534-2-1, IEC 61298-1, and IEC 61298-2 apply.

4 Symbols

Symbol	Description	Unit
C	Flow coefficient (K_v , C_v)	Various (see IEC 60534-1)
C_R	Flow coefficient at rated travel	Various (see IEC 60534-1)
d	Nominal valve size (DN)	mm
F_d	Valve style modifier	1
F_F	Liquid critical pressure ratio factor	1
F_L	Liquid pressure recovery factor of a control valve without attached fittings	1
F_{LP}	Combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor of a control valve with attached fittings	1
F_P	Piping geometry factor	1
F_R	Reynolds number factor	1
F_γ	Specific heat ratio factor	1
M	Molecular mass of flowing fluid	kg/kmol
N	Numerical constants (see Table 3)	Various (see Note 1)
p_c	Thermodynamic critical pressure	kPa or bar (see Note 2)
p_v	Vapour pressure of liquid at inlet temperature	kPa or bar
p_1	Inlet absolute static pressure measured at the upstream pressure tap	kPa or bar
p_2	Outlet absolute static pressure measured at the downstream pressure tap	kPa or bar
Δp	Differential pressure ($p_1 - p_2$) between upstream and downstream pressure taps	kPa or bar
$\Delta p_{\max}$	Maximum pressure differential	kPa or bar
$\Delta p_{\max(L)}$	Maximum effective Δp without attached fittings	kPa or bar
$\Delta p_{\max(LP)}$	Maximum effective Δp with attached fittings	kPa or bar
Q	Volumetric flow rate	m ³ /h (see Note 3)
$Q_{\max}$	Maximum volumetric flow rate (choked flow conditions)	m ³ /h
$Q_{\max(L)}$	Maximum volumetric flow rate for incompressible fluids (choked flow conditions without attached fittings)	m ³ /h
$Q_{\max(LP)}$	Maximum volumetric flow rate for incompressible fluids (choked flow conditions with attached fittings)	m ³ /h
$Q_{\max(T)}$	Maximum volumetric flow rate for compressible fluids (choked flow conditions without attached fittings)	m ³ /h
$Q_{\max(TP)}$	Maximum volumetric flow rate for compressible fluids (choked flow conditions with attached fittings)	m ³ /h
Re_v	Valve Reynolds number	1
T_1	Inlet absolute temperature	K
t_s	Reference temperature for standard conditions	°C
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 for choked flow	1
x_{TP}	Pressure differential ratio factor of a control valve with attached fittings for choked flow	1
Y	Expansion factor	1
Z	Compressibility factor ($Z = 1$ for gases that exhibit ideal gas behaviour)	1
γ	Specific heat ratio	1
ν	Kinematic viscosity	m ² /s (see Note 4)
ζ	Velocity head loss coefficient of a reducer, expander or other fitting attached to a control valve	1
ρ_1/ρ_o	Relative density ($\rho_1/\rho_o = 1$ for water at 15 °C)	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 $1 \text{ bar} = 10^2 \text{ kPa} = 10^5 \text{ Pa}$.

NOTE 3 Compressible fluid volumetric flow rates in m^3/h , identified by the symbol Q , refer to standard conditions which are an absolute pressure of 101,325 kPa (1,013 25 bar) and a temperature of either 0 °C or 15 °C (see Table 3).

NOTE 4 1 centistoke = $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

5 Test system

5.1 Test specimen

The test specimen is any valve or combination of valve, pipe reducer, and expander or other devices attached to the valve body for which test data are required. See Annex A for additional examples of test specimens representative of typical field installations.

Additional considerations apply when testing certain styles of high-capacity control valves, e.g., ball or butterfly valves. These valves may produce free jets in the downstream test section impacting the location of the pressure recovery zone. See Clause 6 for expected accuracies.

Fractional C valves (valves where $C \ll N_{18}$) are addressed in 8.1.2.

Physical or computer-based modelling of control valves as the basis for flow coefficient determination is permissible but is outside the scope of this standard. When modelling, it is incumbent on the practitioner to employ suitable modelling techniques to validate the model and scaling relationships to actual flow data, and to document the nature of the model.

5.2 Test section

A basic flow test system is shown in Figure 1.

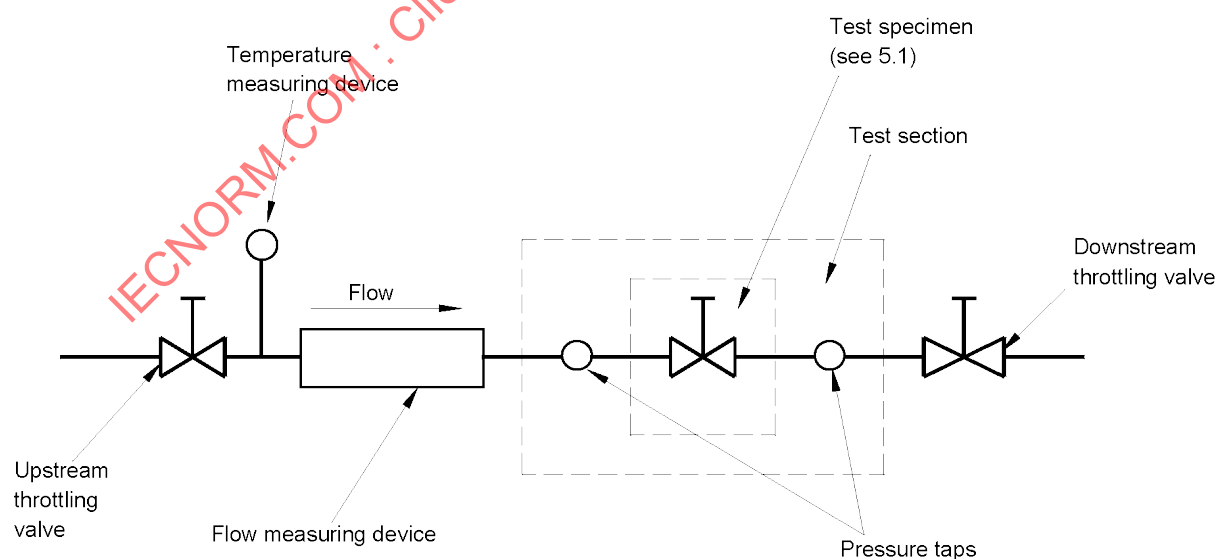


Figure 1 – Basic flow test system

IEC

The upstream and downstream piping adjacent to the test specimen should conform to the nominal size of the test specimen connection and to the straight length requirements of Figure 2. The inlet and outlet piping shall be suitable for the maximum respective pressures that can be applied by the test system (Table B.3 provides data for commonly used pipe).

The inside diameter (ID) of the pipe normally should be within $\pm 2\%$ of the actual inside diameter of the inlet and outlet of the test specimen for all valve sizes. As the C/d^2 ratio (of the test valve) increases, the mismatch in diameters becomes more problematic. Potential pressure losses associated with the inlet and outlet joints become significant in comparison to the loss associated the valve. Also, a significant discontinuity at the valve outlet could affect the downstream (p_2) pressure measurement. One indication of the significance of mismatched diameters is the value of the piping geometry factor (F_p) based on the internal diameters. This value approaches unity for a standard test, i.e., for equal line and specimen inside diameters. Therefore, to ensure the proper accuracy for the test, it shall be demonstrated by either calculation or test that $0,99 \leq F_p \leq 1,01$. If $F_p < 0,99$, or $F_p > 1,01$ it shall be so noted in the test data (see 8.1.5 or 10.1.5). See Annex F for a sample calculation.

The inside surfaces shall be reasonably free of flaking rust or mill scale and without irregularities that could cause excessive fluid frictional losses.

5.3 Throttling valves

The upstream and downstream throttling valves are used to control the pressure differential across the test section pressure taps and to maintain a specific upstream or downstream pressure. There are no restrictions as to style of these valves. However, the downstream valve should be of sufficient capacity, and may be larger than the nominal size of the test specimen, to ensure that choked flow can be achieved at the test specimen for both compressible and incompressible flow. Vaporization at the upstream throttling valve shall be avoided when testing with liquids.

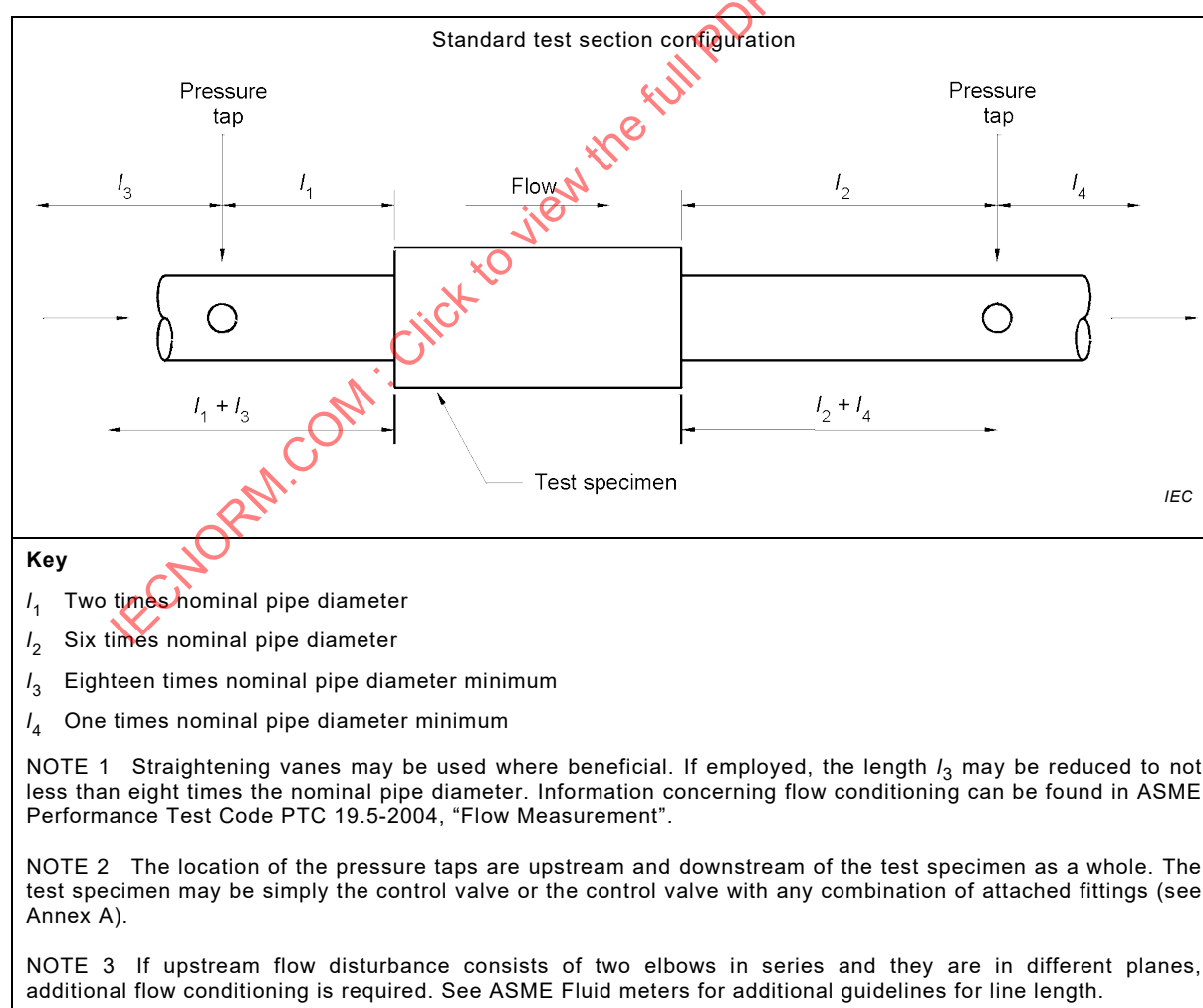


Figure 2 – Test section piping requirements

5.4 Flow measurement

The flow measuring instrument may be located upstream or downstream of the test section, and may be any device which meets the specified accuracy. The accuracy rating of the instrument shall be $\pm 2\%$ of actual output reading. The resolution and repeatability of the instrument shall be within $\pm 0,5\%$. The measuring instrument shall be calibrated as frequently as necessary to maintain specified accuracy. All guidelines specific to the flow-measuring instrument regarding flow conditioning (e.g., the number of straight pipe diameters, upstream and downstream of the instrument, etc.) shall be followed.

5.5 Pressure taps

Pressure taps shall be provided on the test section piping in accordance with the requirements listed in Figure 3. These pressure taps shall conform to the construction illustrated in Figure 3. The edge of the pressure tap hole shall be clean and sharp (i.e., check for corrosion and/or erosion) or slightly rounded, free from burrs, wire edges or other irregularities. In no case shall any fitting protrude inside the pipe.

Orientation:

Incompressible fluids – Tap centrelines should be located horizontally to reduce the possibility of air entrapment or dirt collection in the pressure taps.

Compressible fluids – Tap centrelines should be oriented horizontally or vertically above pipe to reduce the possibility of dirt or condensate entrapment.

For butterfly and other rotary valves, the pressure taps shall be aligned (parallel) to the main shaft of the valve to reduce the effect of the velocity head of the flowing fluid on the pressure measurement.

Multiple pressure taps can be used on each test section for averaging pressure measurements. Each tap shall conform to the requirements in Figure 3.

See 5.9 for other installation guidelines.

5.6 Pressure measurement

All pressure and pressure differential measurements shall be made using instruments with an accuracy rating of $\pm 2\%$ of actual output reading. Pressure-measuring devices shall be calibrated as frequently as necessary to maintain specified accuracy.

If individual pressure measurements (p_1, p_2) are used in lieu of a single differential pressure measurement (Δp), care shall be taken to select instruments which are accurate enough that the calculated pressure differential value ($p_1 - p_2$) is known with an accuracy at least as good as the accuracy rating stated above for pressure differential measurements.

5.7 Temperature measurement

The fluid temperature shall be measured using an instrument with an accuracy rating of $\pm 1\text{ }^\circ\text{C}$ ($\pm 2\text{ }^\circ\text{F}$) of actual output reading. The temperature measuring probe should be chosen and positioned to have minimum effect on the flow and pressure measurements. Thermocouples used for temperature measurement should be at least Class B according to IEC 60751.

The inlet fluid temperature shall remain constant within $\pm 3\text{ }^\circ\text{C}$ ($\pm 5\text{ }^\circ\text{F}$) over the time interval during which the test data is recorded for each specific test point. The flowing system should be allowed to stabilize for a period of time that exceeds the time constant of the measuring device to ensure that the correct temperature is being recorded.

5.8 Valve travel

The valve travel shall be fixed within $\pm 0,5\%$ of the rated travel during any one specific flow test.

The accuracy rating of the travel-measuring instrument shall be $\pm 0,2\%$ of rated travel.

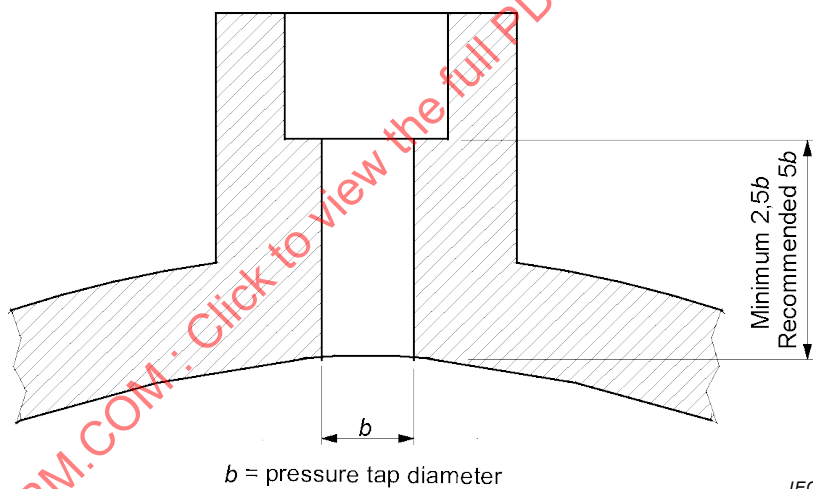
5.9 Installation of test specimen

Alignment between the centreline of the test section piping and the centreline of the inlet and outlet of the test specimen shall be within (see Table 1 and Figure 3):

Table 1 – Test specimen alignment

Pipe size	Allowable misalignment
DN 15 through DN 25	0,8 mm
DN 32 through DN 150	1,6 mm
DN 200 and larger	0,01 nominal pipe diameter

The inside diameter of each gasket shall be sized and the gasket positioned so that it does not protrude inside the pipe.



NOTE 1 Any suitable method of making the physical connection is acceptable if above recommendations are adhered to.

NOTE 2 Reference: ASME Performance Test Code PTC 19.5-1972, "Applications. Part II of Fluid Meters, Interim Supplement on Instruments and Apparatus."

Size of pipe	"b" Not exceeding	"b" Not less than
Less than 50 mm	6 mm	3 mm
50 mm to 75 mm	9 mm	3 mm
100 mm to 200 mm	13 mm	3 mm
250 mm and greater	19 mm	3 mm

Figure 3 – Recommended pressure tap connection

6 Accuracy of tests

Valves having an $\frac{C}{N_{18}d^2} < 0,047$ and $x_T < 0,84$ at tested travel will have a calculated flow coefficient, C , of the test specimen within a tolerance of $\pm 5\%$. The tolerance for valves that do not meet these criteria may exceed 5% . These accuracy statements apply when fully turbulent flow can be established. See Annex D for further information when this is not the case.

See cautions presented in 5.1.

7 Test fluids

7.1 Incompressible fluids

Fresh water that is free of appreciable entrained solids (i.e., $< 1\,000 \times 10^{-6}$ dissolved salts; $< 1\,000 \times 10^{-6}$ entrained solids) shall be the basic fluid used in this procedure. Inhibitors may be used to prevent or retard corrosion and to prevent the growth of organic matter. The aggregate effect of additives and all contaminants on density or viscosity shall be evaluated by computation using the equations in this standard. The sizing coefficient shall not be affected by more than $0,1\%$. Test fluids other than fresh water may be required for obtaining F_R and F_F . Test fluid temperature range for fresh water should be $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

7.2 Compressible fluids

Air or some other compressible fluid shall be used as the basic fluid in this test procedure. The test fluid shall fall in the ideal gas behaviour range under test conditions, and therefore shall have a ratio of specific heats that falls in the range $1,2 \leq \gamma \leq 1,6$ (see Cunningham, Driskell, in the Bibliography). Vapours that may approach their condensation points at the vena contracta of the specimen are not acceptable as test fluids. Care should be taken to avoid internal icing during the test.

8 Test procedure for incompressible fluids

8.1 Test procedure for flow coefficient C

8.1.1 Install the test specimen without attached fittings in accordance with piping requirements in Figure 2.

8.1.2 Flow tests shall include flow measurements at three widely spaced pressure differentials (but not less than $0,1$ bar) within the turbulent, non-vaporizing region. The suggested differential pressures are

- just below the onset of cavitation (incipient cavitation) or the maximum available in the test facility, whichever is less (see IEC 60534-8-2);
- about 50% of the pressure differential of a);
- about 10% of the pressure differential of a).

The pressures shall be measured across the test section pressure taps with the valve at the selected travel.

For very small valve capacities, non-turbulent flow may occur at the recommended pressure differentials. In this case, larger pressure differentials shall be used to ensure turbulent flow. Flow tests should be conducted at conditions where the valve Reynolds Number, Re_v , (see equation (13)) is $100\,000$ or higher. If it is not possible to attain a minimum valve Reynolds Number of $100\,000$, then a compressible flow coefficient test should be considered (also see Annex D). Deviations and reason for the deviations from standard requirements shall be recorded.

For large valves where flow source limitations are reached, lower pressure differentials may be used optionally as long as turbulent flow is maintained. Deviations from standard requirements shall be recorded and the reasons for the deviations shall be indicated.

8.1.3 In order to keep the downstream portion of the test section filled with liquid and to prevent vaporization of the liquid, the absolute upstream pressure shall be maintained at a minimum of $2\Delta p/F_L^2$ or $p_{atm}+0,14$ bar, whichever is greater. If the liquid pressure recovery factor, F_L , of the test specimen is unknown, a conservative (i.e. low) estimate may be used. See Annex E of IEC 60534-2-1: 2011 for typical F_L values. Table 2 provides the minimum upstream pressures for selected values of Δp and F_L . The line velocity should not exceed 13,7 m/s to avoid vaporization in fresh water.

8.1.4 Flow tests shall be performed to determine:

- the rated flow coefficient C_R using 100 % of rated travel;
- inherent flow characteristics (optional), using 5 %, 10 %, 20 %, 30 %, 40 %, 50 %, 60 %, 70 %, 80 %, 90 % and 100 % of rated travel.

NOTE To determine the inherent flow characteristic more fully, flow tests may be performed at travel intervals less than 5 % of rated travel.

**Table 2 – Minimum inlet absolute test pressure
in kPa (bar) as related to F_L and Δp**

Δp kPa (bar) → F_L ↓	Minimum inlet absolute test pressure – kPa (bar)								
	35 (0,35)	40 (0,40)	45 (0,45)	50 (0,50)	55 (0,55)	60 (0,60)	65 (0,65)	70 (0,70)	75 (0,75)
0,5	280 (2,8)	320 (3,2)	360 (3,6)	400 (4,0)	440 (4,4)	480 (4,8)	520 (5,2)	560 (5,6)	600 (6,0)
0,6	190 (1,9)	220 (2,2)	250 (2,5)	270 (2,7)	300 (3,0)	330 (3,3)	360 (3,6)	380 (3,8)	410 (4,1)
0,7	150 (1,5)	160 (1,6)	180 (1,8)	200 (2,0)	220 (2,2)	240 (2,4)	260 (2,6)	280 (2,8)	300 (3,0)
0,8	150 (1,5)	160 (1,6)	160 (1,6)	170 (1,7)	170 (1,7)	190 (1,9)	200 (2,0)	220 (2,2)	230 (2,3)
0,9	150 (1,5)	160 (1,6)	160 (1,6)	170 (1,7)	170 (1,7)	180 (1,8)	180 (1,8)	190 (1,9)	190 (1,9)
NOTE 1 For large valves where flow source limitations are reached, lower pressure differentials may be used optionally as long as turbulent flow is maintained and differential pressure measurement accuracy is within specification.									
NOTE 2 For pressures not listed, use the following equation to calculate the upstream pressure: $p_{1,min} = 2\Delta p/F_L^2$.									

8.1.5 Record the following data:

- valve travel;
- inlet pressure p_1 ;
- pressure differential ($p_1 - p_2$) across the pressure taps;
- fluid inlet temperature T_1 ;
- volumetric flow rate Q ;
- barometric pressure;

- g) physical description of test specimen (i.e. type of valve, nominal size, pressure rating, flow direction);
- h) physical description of test system and test fluid;
- i) any deviations from the provisions of this standard.

Data shall be evaluated using the procedure in 9.3.

8.2 Test procedure for liquid pressure recovery factor F_L and combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor F_{LP}

8.2.1 The maximum flow rate Q_{max} (referred to as choked flow) is required in the calculation of the factors F_L (for a given test specimen without attached fittings) and F_{LP} (for a given test specimen which includes attached fittings). With fixed inlet conditions, choked flow is evidenced by the failure of increasing pressure differentials to produce further increases in the flow rate. The following test procedure shall be used to determine Q_{max} . The data evaluation procedure is found in 9.4. The tests for F_L and corresponding C shall be conducted at identical valve travel. Hence, the tests for both of these factors at any valve travel shall be made while the valve is locked in a fixed position.

8.2.2 Install the test specimen without reducers or other attached devices in accordance with piping requirements in Figure 2 and Table B.3. A separate test shall be performed for each of the travels identified per 8.1.4. In each test the throttling element shall be positioned and secured at the desired value of travel.

8.2.3 The downstream throttling valve shall be in the wide-open position. With a preselected inlet pressure, the flow rate shall be measured and the inlet and outlet pressures recorded. This test establishes the maximum pressure differential ($p_1 - p_2$) for the test specimen in this test system. With the same inlet pressure, a second test shall be conducted with the pressure differential reduced to 90 % of the pressure differential determined in the first test. If the flow rate in the second test is within 2 % of the flow rate in the first test, the flow rate measured in the first test may be taken as Q_{max} .

If not, repeat the test procedure at a higher inlet pressure. If Q_{max} cannot be achieved at the highest inlet pressure for the test system, use the following procedure. Calculate a value of F_L substituting the flow rate obtained at maximum obtainable values of inlet pressure and pressure differential. For the valve under test, report that F_L is greater than the value calculated as described in the previous sentence. See Annex E for a more detailed "long form" procedure.

8.2.4 Record the following data:

- a) valve travel;
- b) inlet pressure p_1 ;
- c) outlet pressure p_2 ;
- d) fluid inlet temperature T_1 ;
- e) volumetric flow rate Q ;
- f) barometric pressure;
- g) physical description of test specimen (i.e. type of valve, nominal size, pressure rating, flow direction);
- h) physical description of test system and test fluid;
- i) Any deviations from the provisions of this standard.

8.3 Test procedure for piping geometry factor F_p

The piping geometry factor modifies the valve flow coefficient C for fittings attached to the valve. The factor F_p is the ratio of C for a valve installed with attached fittings to the rated C of the valve installed without attached fittings and tested under identical service conditions. To obtain this factor, replace the valve with the desired combination of valve and attached fittings. Conduct flow tests according to 8.1 treating the combination as the test specimen for the purpose of determining test section pipe size. For example, a DN 100 valve between a reducer and an expander in a DN 150 line would use pressure tap locations based on a DN 150 line.

The data evaluation procedure is found in 9.5.

8.4 Test procedure for liquid critical pressure ratio factor F_F

The liquid critical pressure ratio factor F_F is almost exclusively a property of the fluid and its temperature. It is the ratio of the apparent *vena contracta* pressure at choked flow conditions to the vapour pressure of liquid at inlet temperature.

The quantity of F_F may be determined experimentally by using a test specimen for which F_L and C are known. The valve without attached fittings is installed in accordance with the piping requirements in Figure 2. The test procedure outlined in 8.2 for obtaining $Q_{\max}$ shall be used with the fluid of interest as the test fluid.

The data evaluation procedure is found in 9.6.

8.5 Test procedure for Reynolds number factor F_R for incompressible flow

To produce values of the Reynolds number factor F_R , non-turbulent flow conditions shall be established through the test valve. Such conditions will require low pressure differentials, high viscosity fluids, small values of C or F_d , or some combination of these. With the exception of valves with very small values of C , turbulent flow will always exist when flowing tests are performed in accordance with the procedure outlined in 8.1, and F_R under these conditions will have the value of 1,0.

Determine values of F_R by performing flowing tests with the valve installed in the standard test section without attached fittings. These tests should follow the procedure for C determination except that

- test pressure differentials may be any appropriate values provided that no vaporization of the test fluid occurs within the test valve;
- minimum upstream test pressure values shown in Table 2 may not apply if the test fluid is not fresh water at $20\text{ °C} \pm 14\text{ °C}$;
- the test fluid shall be a Newtonian fluid with a recommended viscosity considerably greater than that of water unless instrumentation is available for accurately measuring very low pressure differentials.

Perform a sufficient number of tests at each selected valve travel by varying the pressure differential across the valve so that the entire range of conditions, from turbulent to laminar flow, is spanned.

The data evaluation procedure is given in 9.7.

8.6 Test procedure for valve style modifier F_d

The valve style modifier takes into account the effect of trim geometry on the Reynolds number. It is defined as the ratio of the hydraulic diameter of a single flow passage to the diameter of a circular orifice, the area of which is equivalent to the sum of areas of all identical flow passages at a given travel.

The value of F_d should be measured at the desired travels. This value can only be measured when fully laminar flow is obtained using the test procedure outlined in 8.5.

Fully laminar flow is defined as a condition where $\sqrt{Re_v} / F_R$ is constant with a $\pm 5\%$ tolerance range (typically with Re_v values below 50).

The data evaluation procedure is given in 9.8.

9 Data evaluation procedure for incompressible fluids

9.1 Non-choked flow

The basic flow equation for non-choked, incompressible fluids is:

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

For a valve installed without attached fittings, $F_p = 1$, and for turbulent flow conditions, $F_R = 1$.

9.2 Choked flow

9.2.1 For choked flow, two conditions shall be considered:

9.2.2 Without attached fittings

When the control valve is installed without attached fittings:

$$Q_{\max(L)} = N_1 F_L C \sqrt{\frac{p_1 - F_F p_v}{\rho / \rho_0}} \quad (2)$$

NOTE For a valve installed without attached fittings, the maximum pressure differential that is effective in producing flow under choked conditions is:

$$\Delta p_{\max(L)} = F_L^2 (p_1 - F_F p_v) \quad (3)$$

9.2.3 With attached fittings

When the control valve is installed with attached fittings:

$$Q_{\max(LP)} = N_1 F_p C \sqrt{\left(\frac{F_{LP}}{F_p}\right)^2 \left(\frac{p_1 - F_F p_v}{\rho / \rho_0}\right)} \quad (4)$$

The common form of equation (4) is:

$$Q_{\max(LP)} = N_1 F_{LP} C \sqrt{\left(\frac{p_1 - F_F p_v}{\rho / \rho_0}\right)} \quad (5)$$

NOTE For a valve installed with attached fittings, the maximum pressure differential that is effective in producing flow under choked conditions is:

$$\Delta p_{\max(\text{LP})} = \left(\frac{F_{\text{LP}}}{F_{\text{p}}} \right)^2 (p_1 - F_{\text{F}} p_{\text{v}}) \quad (6)$$

9.3 Calculation of flow coefficient C

The flow coefficient C may be calculated as K_{V} or C_{V} . See Table 3 for the appropriate value of N_1 , which will depend upon the coefficient selected and the pressure measurement unit.

Using the data obtained in 8.1, calculate C for each flow test using the equation:

$$C = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho / \rho_0}{\Delta p}} \quad (7)$$

For water in the prescribed temperature range, $\rho / \rho_0 = 1$.

The flow coefficient at each travel shall be the arithmetic mean of the three test values rounded off to no more than three significant figures. The individual values used in computing the mean value should fall within $\pm 2,5$ % of the mean value.

9.4 Calculation of liquid pressure recovery factor F_{L} and the combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor F_{LP}

9.4.1 The factors F_{L} and F_{LP} shall be calculated using the data obtained in 8.2 and the following equations:

9.4.2 Without attached fittings

When the control valve is installed without attached fittings:

$$F_{\text{L}} = \frac{Q_{\max(\text{L})}}{N_1 C} \sqrt{\frac{\rho / \rho_0}{p_1 - F_{\text{F}} p_{\text{v}}}} \quad (8)$$

For fresh water in the prescribed temperature range, $\rho / \rho_0 = 1$ and $F_{\text{F}} = 0,96$. If fresh water is not used, ρ / ρ_0 and F_{F} for that fluid shall be used.¹

9.4.3 With attached fittings

When the control valve is installed with attached fittings:

$$F_{\text{LP}} = \frac{Q_{\max(\text{LP})}}{N_1 C} \sqrt{\frac{\rho / \rho_0}{p_1 - F_{\text{F}} p_{\text{v}}}} \quad (9)$$

For fresh water in the prescribed temperature range, $\rho / \rho_0 = 1$ and $F_{\text{F}} = 0,96$. If fresh water is not used, ρ / ρ_0 and F_{F} for that fluid shall be used.¹

¹ If the test fluid is a single component fluid it is permissible to use $F_{\text{F}} = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_{\text{v}}}{p_{\text{c}}}}$.

9.5 Calculation of piping geometry factor F_p

Calculate F_p as follows using average values obtained in 8.3:

$$F_p = \frac{C_{\text{for valve installed with attached fittings}}}{C} = \frac{\frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho/\rho_o}{\Delta p}}}{C} \quad (10)$$

For water in the prescribed temperature range, $\rho/\rho_o = 1$.

9.6 Calculation of liquid critical pressure ratio factor F_F

Calculate F_F as follows:

$$F_F = \frac{1}{p_v} \left[p_1 - (\rho/\rho_o) \left(\frac{Q_{\max}}{N_1 F_L C} \right)^2 \right] \quad (11)$$

where p_v is the fluid vapour pressure at the inlet temperature. $C F_L$ is determined for the test specimen by the standard method in 8.2.

9.7 Calculation of Reynolds number factor F_R

Use the test data, obtained as described under 8.5 and in equation (12) to obtain values of an apparent C . This apparent C is equivalent to $C F_R$. Therefore, F_R is obtained by dividing the apparent C by the experimental C determined for the test valve under conditions specified in 8.1 and at the same valve travel.

$$C F_R = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho/\rho_o}{\Delta p}} \quad (12)$$

Although the data may be correlated in any manner suitable to the experimenter, a method that has proven to provide satisfactory correlations involves the use of the valve Reynolds number, which may be calculated from:

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C F_L}} \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 d^4} + 1 \right)^{1/4} \quad (13)$$

where F_d is calculated as per 9.8.

9.8 Calculation of valve style modifier F_d

Using the data obtained in 8.5, calculate F_d using the following equation when $C/d^2 > 0,016 N_{18}$:

$$F_d = \frac{N_{26} \nu F_R^2 F_L^2 (C/d^2)^2 \sqrt{C F_L}}{Q \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 D^2} + 1 \right)^{1/4}} \quad (14)$$

It is recommended that F_d be calculated at rated valve travel only. Significant errors may occur at reduced travel positions.

For reduced trim valves where $C/d^2 \leq 0,016 N_{18}$ at rated travel, F_d is calculated as follows:

$$F_d = \frac{N_{31} \nu F_R^2 F_L^2 \sqrt{C F_L}}{Q \left[1 + N_{32} \left(\frac{C}{d^2} \right)^{\frac{2}{3}} \right]} \quad (15)$$

The test shall be conducted at Re_v values of less than 100 or F_R values of less than 0,26. F_d values should be determined from a minimum of three tests and the values averaged.

10 Test procedure for compressible fluids

10.1 Test procedure for flow coefficient C

10.1.1 Determination of the flow coefficient C requires the following test procedure. Data shall be evaluated using the procedure in 11.1. An alternate procedure for calculating C is provided in 10.2.6.

10.1.2 Install the test specimen without attached fittings in accordance with the piping requirements in Figure 2.

10.1.3 Care should be exercised to ensure that the flow rate through the test specimen and the flow measurement device are in fact the same prior to recording data measurements. Compressible flow tests in blow down style of test facilities are potentially problematic, especially when testing valves with large capacities relative to the flow capability of the facility. In such instances the transient nature of the blow down may make it difficult to establish steady-state flow through the test manifold. Precautionary steps include:

- 1) allowing ample stabilization time after any system;
- 2) minimizing the distance between the test specimen and flow measurement device (within limits associated with installation practice of both devices);
- 3) imposing an upper limit on the maximum capacity valve that can be tested in the system.

Flow tests shall include flow measurements at three pressure differentials. In order to approach flowing conditions that can be assumed to be incompressible, the pressure differential ratio ($x = \Delta p/p_1$) shall be less than or equal to 0,02. It is also necessary to ensure that the flowing conditions are operating in the fully turbulent flow regime. A minimum valve Reynolds Number, Re_v , of 100 000 should be established for all test conditions (see equation (13)). Note that actual volumetric flow rate should be used in computing the Reynolds Number.

10.1.4 Flow tests shall be performed to determine:

- a) the rated flow coefficient C, using 100 % of rated travel;
- b) inherent flow characteristics (optional), using 5 %, 10 %, 20 %, 30 %, 40 %, 50 %, 60 %, 70 %, 80 %, 90 % and 100 % of rated travel.

NOTE To determine the inherent flow characteristics more fully, flow tests may be performed at travels less than 5 % of rated travel.

10.1.5 Record the following data:

- a) valve travel;
- b) inlet pressure p_1 ;
- c) pressure differential ($p_1 - p_2$) across pressure taps;

- d) fluid inlet temperature T_1 ;
- e) volumetric flow rate Q ;
- f) barometric pressure;
- g) physical description of test specimen (i.e. type of valve, nominal size, pressure rating, flow direction);
- h) physical description of test system and test fluid;
- i) any deviations from the provisions of this standard.

10.2 Test procedure for pressure differential ratio factors x_T and x_{TP}

10.2.1 The quantities x_T and x_{TP} are the terminal ratios of the differential pressure to absolute inlet pressure ($\Delta p/p_1$) for fluids with $F_\gamma = 1$ ($\gamma = 1,4$). However, these quantities can be obtained when using test gases for which F_γ does not equal 1 (provided γ falls within the range $1,2 \leq \gamma \leq 1,6$ per 7.2) as shown in equations (23) and (24). The maximum flow rate $Q_{\max}$ (referred to as choked flow) is required in the calculation of x_T (for a given test specimen without attached fittings) and x_{TP} (for a given test specimen with attached fittings). With fixed inlet conditions, choked flow is evidenced by the failure of increasing pressure differentials to produce further increases in the flow rate. Values of x_T and x_{TP} shall be calculated using the procedures in 11.2 and 11.3, respectively. An alternate procedure for determining x_T and x_{TP} is given in 10.2.6.

The following test procedure shall be used to determine $Q_{\max}$.

10.2.2 The test section of 5.2 shall be used, with the test specimen at 100 % of rated travel. Optional tests may be performed at other valve travels to more fully understand the possible variation of x_T and x_{TP} with valve travel.

10.2.3 Any upstream supply pressure sufficient to produce choked flow is acceptable, as is any resulting pressure differential across the test specimen provided the criteria of choked flow (specified in 10.2.4) are met.

10.2.4 The downstream throttling valve shall be in the wide-open position. With a preselected inlet pressure, the flow rate shall be measured and the inlet and outlet pressures recorded. This test establishes the maximum pressure differential ($p_1 - p_2$) for the test specimen in this test system. Using the same inlet pressure, a second test shall be conducted with the pressure differential reduced to 90 % of the pressure differential determined in the first test. If the flow rate of this second test is within 0,5 % of the flow rate for the first test, the flow rate measured in the first test may be taken as $Q_{\max}$. If not, repeat the test procedure at a higher inlet pressure.

In order to attain the prescribed accuracy, the flow rate instrument accuracy and repeatability requirements of 5.4 shall be followed. This series of tests shall be made consecutively, using the same instruments, and without alteration to the test set-up.

10.2.5 Record the following data:

- a) valve travel;
- b) inlet pressure p_1 ;
- c) outlet pressure p_2 ;
- d) fluid inlet temperature T_1 ;
- e) volumetric flow rate Q ;
- f) barometric pressure;
- g) physical description of test specimen (i.e. type of valve, nominal size, pressure rating, flow direction);

- h) physical description of test system and test fluid;
- i) any deviations from the provisions of this standard.

10.2.6 Alternative test procedure for pressure differential ratio factors x_T and x_{TP} and flow coefficient C

If a laboratory is unable to determine the x_T value for a valve using the procedure described above, this alternative procedure may be used.

The test section of 5.2 shall be used with the test specimen at 100 % of rated travel (or other travels of interest).

With a preselected inlet pressure, measurements shall be made of flow rate Q , fluid inlet temperature T_1 and downstream pressure for a minimum of five well-spaced values of x (the ratio of pressure differential to absolute inlet pressure).

From these data points, calculate values of the product $Y C$ using the equation:

$$Y C = \frac{Q}{N_9 p_1} \sqrt{\frac{M T_1}{x}} \quad (16)$$

where Y is the expansion factor defined by:

$$Y = 1 - \frac{x}{3 F_\gamma x_T} \quad (17)$$

in which $F_\gamma = \gamma / 1,4$.

The test points shall be plotted on linear coordinates as $(Y C)$ versus x and a linear curve fitted to the data. If any point deviates by more than 5 % from the curve, additional test data shall be taken to ascertain that the specimen truly exhibits anomalous behaviour.

The value of C_o for the specimen shall be taken from the curve at $x = 0$, $Y = 1$.

At least one test point $(Y C)_1$ shall fulfil the requirement that $(Y C)_1 \geq 0,97 (Y C)_o$, where $(Y C)_o$ corresponds to $x \approx 0$.

At least one test point $(Y C)_n$ shall fulfil the requirement that $(Y C)_n \leq 0,83 (Y C)_o$.

The value of x_T for the specimen shall be taken from the curve at $(Y C) = 0,667 (Y C)_o$.

If this method is used, that fact shall be stated.

10.3 Test procedure for piping geometry factor F_p

The piping geometry factor modifies the valve flow coefficient C for fittings attached to the valve. The factor F_p is the ratio of C for a valve installed with attached fittings to the C of the valve installed without attached fittings and tested under identical service conditions.

To obtain this factor, replace the valve with the desired combination of valve and attached fittings. Then conduct the flow tests according to 10.1 treating the combination as the test specimen for the purpose of determining test section pipe size. For example, a DN 100 valve between a reducer and expander in a DN 150 line would use pressure tap locations based on a DN 150 line.

The data evaluation procedure is given in 11.5.

10.4 Test procedure for Reynolds number factor F_R

To establish values of the Reynolds number factor F_R , non-turbulent flow conditions shall be established through the test valve. Such conditions will typically only occur, using compressible fluid, if the C_R value is less than 0,5 for C_v or 0,43 for K_v .

Non-turbulent flow conditions are deemed to exist when, using the procedure outlined in 10.2, the amount of gas flow measured is still increasing even though $x \geq x_T$ for the specific valve, i.e., there is no choked flow.

In order to obtain such non-turbulent flow, the inlet pressure to the test specimen should be less than:

$$p_{1 \max} = \frac{0,035}{F_d \sqrt{C F_L}} \quad (18)$$

in bars, but no less than 2 bar absolute.

Determine values of F_R by carrying out flow tests with the valve installed in the standard test section without attached fittings. Carry out a sufficient number of tests at each selected valve travel by varying the inlet pressure so that the entire range from turbulent to laminar flow is spanned.

The data evaluation procedure is given in 11.6.

10.5 Test procedure for valve style modifier F_d

The valve style modifier accounts for the effect of trim geometry on the Reynolds number. It is defined as the ratio of the hydraulic diameter of a specific flow passage to the equivalent circular diameter of the total flow area.

The value of F_d should be measured at the desired travels. This value can only be measured when fully laminar flow is obtained using the test procedure given in 8.6.

Fully laminar flow is defined as a condition where $\sqrt{Re_v}/F_R$ is constant with a ± 5 % tolerance range (typically with Re_v values below 50).

The data evaluation procedure is given in 11.7.

10.6 Test procedure for small flow trim

Trim having a flow coefficient C less than 0,05 for C_v (0,043 for K_v) is defined as small flow trim. To ensure that the flow coefficient C for small flow trim is fully in the turbulent regime, the inlet pressure p_1 should be no less than the value given in the following equation:

$$p_1 = \frac{N_{21}}{F_d \sqrt{C F_L}} \quad (19)$$

where the outlet pressure is less than 0,3 p_1 . The test section of 5.2 shall be used with the test specimen at 100 % of rated travel. With constant inlet pressure, vary the outlet pressure to obtain three separate flow rates.

If the calculated inlet pressure per equation (19) is larger than the rated pressure of the test specimen, or beyond the capability of the test facility, the suitable alternative test method given in Annex D shall be used.

The data evaluation procedure is given in 11.8.

11 Data evaluation procedure for compressible fluids

11.1 Flow equation

The basic flow equation for compressible fluids is:

$$Q = N_g F_p C p_1 Y \sqrt{\frac{x}{MT_1 Z}} \quad (20)$$

where

$$Y = 1 - \frac{x}{3F_Y x_T} \quad (21)$$

in which $F_Y = 1/4$.

For flow tests where no fittings are attached to the valve, $F_p = 1$.

For a control valve handling a gas different from air, the terminal value of x (i.e., $F_Y x_T$) shall be corrected in the term $F_Y x_T$. The value of x used in any of the sizing equations or the relationship for Y shall be held to this limit even though the actual pressure differential ratio is greater. In practice, the numerical value of Y will range from almost 1 for very low differential pressures to 0,667 for choked flow ($x = F_Y x_T$).

11.2 Calculation of flow coefficient C

The flow coefficient C may be calculated as K_v or C_v . See Table 3 for the appropriate value of N_g which will depend upon the coefficient selected and the inlet pressure measurement unit.

Using the data obtained in 10.1 and assuming that $Y = 1$, calculate the flow coefficient C for each test point using:

$$C = \frac{Q}{N_g p_1} \sqrt{\frac{MT_1}{x}} \quad (22)$$

For air, $M = 28,97$ kg/kmol.

The flow coefficient at each travel shall be the arithmetic mean of the three test values rounded off to no more than three significant figures. The individual values used in computing the mean value should fall within $\pm 2,5$ % of the mean value.

11.3 Calculation of pressure differential ratio factor x_T

Calculate x_T using the data obtained in 10.2:

When $x = F_Y x_T$, then $Q = Q_{\max(T)}$ and $Y = 0,667$.

$$x_T = \left[\frac{Q_{\max(T)}}{0,667 N_9 C p_1} \right]^2 \left[\frac{M T_1 Z}{F_\gamma} \right] \quad (23)$$

If air is used as the test fluid, $F_\gamma = 1$, $M = 28,97$ kg/kmol and $Z = 1$.

Best accuracy is achieved when the instantaneous values of p_1 and T_1 associated with the value of $Q_{\max}$ are used in equation (23).

11.4 Calculation of pressure differential ratio factor x_{TP}

Calculate x_{TP} using the data obtained in 10.2.

When $x = F_\gamma x_{TP}$, then $Q = Q_{\max(TP)}$ and $Y = 0,667$

$$x_{TP} = \left[\frac{Q_{\max(TP)}}{0,667 N_9 F_p C p_1} \right]^2 \left[\frac{M T_1 Z}{F_\gamma} \right] \quad (24)$$

If air is used as the test fluid, $F_\gamma = 1$, $M = 28,97$ kg/kmol and $Z = 1$.

11.5 Calculation of piping geometry factor F_p

Calculate F_p using average values obtained in 10.3.

$$F_p = \frac{C_{\text{for valve installed with attached fittings}}}{C} = \frac{Q}{N_9 p_1} \sqrt{\frac{M T_1}{x}} \quad (25)$$

If air is used as the test fluid, $M = 28,97$ kg/kmol.

11.6 Calculation of Reynolds number factor F_R for compressible fluids

Use test data, obtained as described under 10.4 and in equation (26) to obtain values of an apparent C . This apparent C is equivalent to $C F_R$. Therefore, F_R is obtained by dividing the apparent C by the experimental C determined for the test valve under standard conditions at the same valve travel.

$$C F_R = \frac{Q}{N_{22}} \sqrt{\frac{M T_1}{\Delta p (p_1 + p_2)}} \quad (26)$$

Although the data may be correlated in any manner suitable to the experimenter, a method that has proven to provide satisfactory correlations involves the use of the valve Reynolds number, which may be calculated from equation (13) where F_d is calculated as per 11.8.

11.7 Calculation of valve style modifier F_d

Using the data obtained in 10.5, calculate F_d using equation (14) or (15) as appropriate.

11.8 Calculation of flow coefficient C for small flow trim

Using the data obtained in 10.6, calculate C from the following equation and average the results:

$$C = \frac{Q}{N_{22}} \sqrt{\frac{MT_1}{0,75 p_1 \Delta p}} \quad (27)$$

Table 3 – Numerical constants N

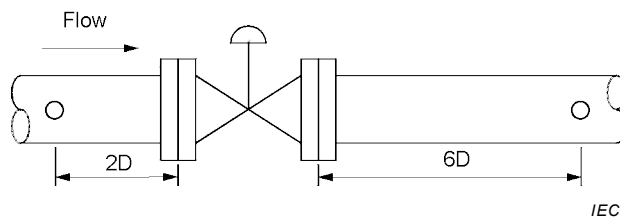
Constant	Flow coefficient C		Formulae units					
	K_v	C_v	Q	$p, \Delta p, p_v$	ρ	T	d	ν
N_1	$1,00 \times 10^{-1}$ 1,00	$8,65 \times 10^{-2}$ $8,65 \times 10^{-1}$	m^3/h m^3/h	kPa bar	kg/m^3 kg/m^3	—	—	—
N_4	$7,07 \times 10^{-2}$	$7,60 \times 10^{-2}$	m^3/h	—	—	—	—	m^2/s
N_9 ($t_s = 0\text{ }^\circ\text{C}$)	$2,46 \times 10^1$ $2,46 \times 10^3$	$2,12 \times 10^1$ $2,12 \times 10^3$	m^3/h m^3/h	kPa bar	—	K K	—	—
N_9 ($t_s = 15\text{ }^\circ\text{C}$)	$2,60 \times 10^1$ $2,60 \times 10^3$	$2,25 \times 10^1$ $2,25 \times 10^3$	m^3/h m^3/h	kPa bar	—	K K	—	—
N_{18}	$8,65 \times 10^{-1}$	1,00	—	—	—	—	mm	—
N_{21}	$1,3 \times 10^{-3}$ $1,3 \times 10^{-1}$	$1,4 \times 10^{-3}$ $1,4 \times 10^{-1}$	—	kPa bar	—	—	—	—
N_{22} ($t_s = 0\text{ }^\circ\text{C}$)	$1,73 \times 10^1$ $1,73 \times 10^3$	$1,50 \times 10^1$ $1,50 \times 10^3$	m^3/h m^3/h	kPa bar	—	K K	—	—
N_{22} ($t_s = 15\text{ }^\circ\text{C}$)	$1,84 \times 10^1$ $1,84 \times 10^3$	$1,59 \times 10^1$ $1,59 \times 10^3$	m^3/h m^3/h	kPa bar	—	K K	—	—
N_{25}	$4,02 \times 10^{-2}$	$4,65 \times 10^{-2}$	—	—	—	—	mm	—
N_{26}	$1,28 \times 10^7$	$9,00 \times 10^6$	m^3/h	—	—	—	—	m^2/s
N_{31}	$2,1 \times 10^4$	$1,9 \times 10^4$	m^3/h	—	—	—	—	m^2/s
N_{32}	$1,40 \times 10^2$	$1,27 \times 10^2$	—	—	—	—	mm	—

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

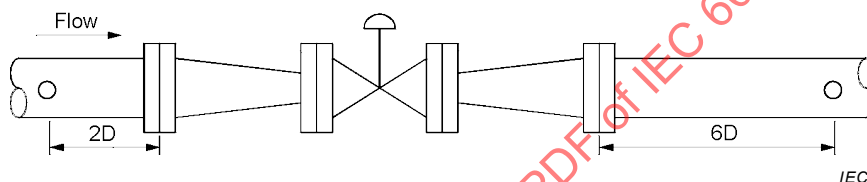
Annex A (normative)

Typical examples of test specimens showing appropriate pressure tap locations

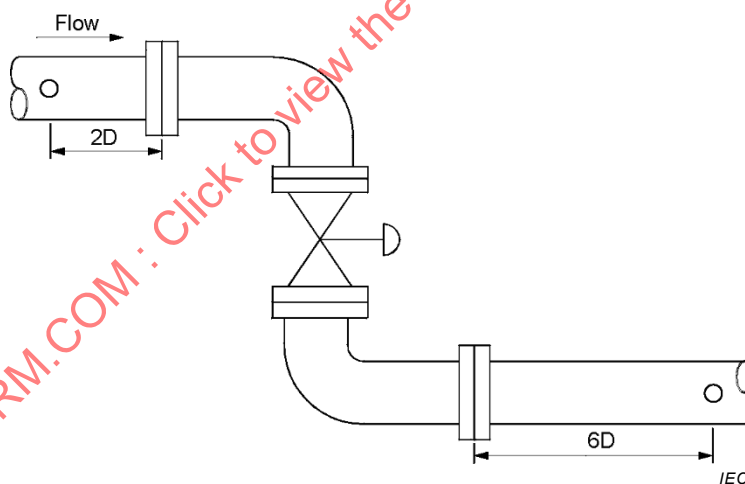
Control valves are installed in a variety of configurations in service. Figure A.1 depicts several common configurations and the associated pressure tap locations.



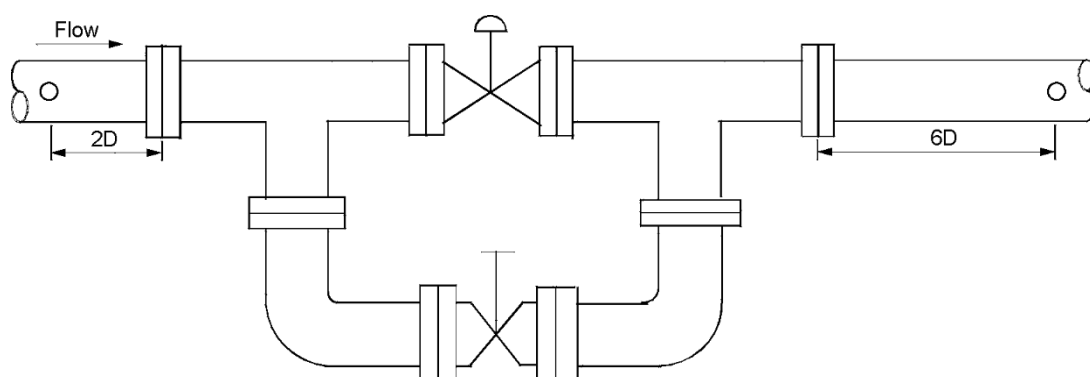
a) Control valve



b) Control valve with reducer and expander



c) Control valve with elbows



d) Control valve with by-pass

Figure A.1– Typical examples of test specimens showing appropriate pressure tap locations

It should be noted that all procedures and data reduction equations presented throughout this document assume that both the upstream pressure and downstream pressure tap locations fall in the same horizontal plane, i.e., elevation change between the tap locations is not included in the data reduction.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-2-3:2015^{IEC}

Annex B (informative)

Engineering data

Engineering data for use in the calculations contained in this standard are given in the following tables. Fluid properties are presented in Table B.1 (fresh water) and Table B.2 (air). Pipe geometry data is presented in Table B.3.

Table B.1 – Properties for water

Temperature	Density	Dynamic viscosity	Kinematic viscosity	
°C	ρ/ρ_0	cP	cSt	m ² /s
5	1,000 865	1,518 1	1,518 2	1,5182E-06
10	1,000 600	1,305 9	1,306 3	1,3063E-06
15	1,000 000	1,137 5	1,138 6	1,1386E-06
20	0,999 104	1,001 6	1,003 4	1,0034E-06
25	0,997 943	0,890 1	0,892 7	8,9272E-07
30	0,996 544	0,797 3	0,800 8	8,0083E-07
35	0,994 926	0,719 3	0,723 6	7,2363E-07
40	0,993 108	0,653 0	0,658 1	6,5810E-07

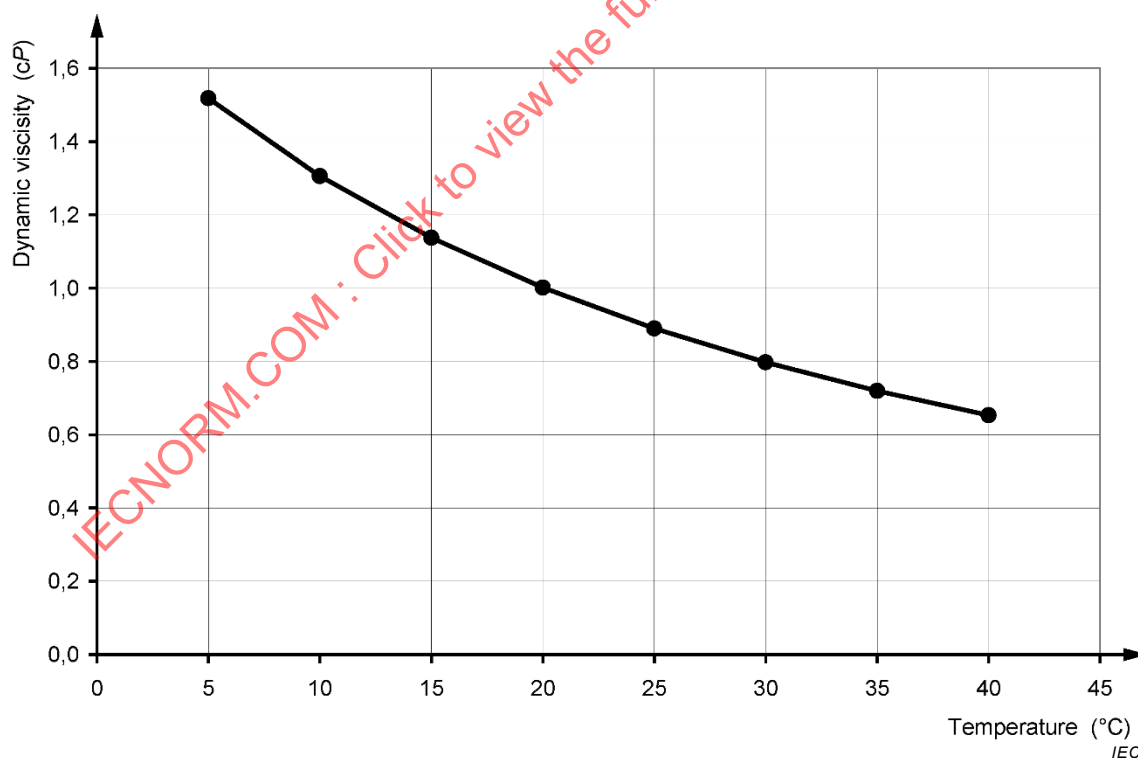


Figure B.1 – Dynamic viscosity of water

NOTE 1 To convert from dynamic to kinematic viscosity, divide by ρ .

NOTE 2 To convert from centistokes to m²/s, multiply by 1×10^{-6} .

Table B.2 – Properties of air

Temperature	Absolute viscosity	
	cP	Pa*s
5	0,017 26	1,723E-05
10	0,017 50	1,750E-05
15	0,017 74	1,774E-05
20	0,017 98	1,798E-05
25	0,018 22	1,822E-05
33	0,018 47	1,847E-05
35	0,018 71	1,871E-05
40	0,018 95	1,895E-05

NOTE 1 To convert from centistokes to m²/s, multiply by 1 × 10⁻⁶.

NOTE 2 To calculate the kinematic viscosity, use the equation below.

$$\nu = N\nu \mu \frac{T}{p}$$

where

ν is the the kinematic viscosity;

$N\nu$ is the a conversion constant depending on the unit used (see below);

μ is the the absolute (dynamic) viscosity;

T is the the absolute temperature of the air, and

p is the the absolute pressure of the air.

$N\nu$	m	ν	T	p
2,871	cP	cS	K	bar
2,87E-03	Pa*sec	m ² /s	K	bar
2,87E-01	Pa*sec	m ² /s	K	kPa

Typical values of the valve coefficients different valve styles may be found in Annex D of IEC 60534-2-1:2011.

Table B.3 – Test section piping

Nominal pipe size (DN)	Pipe outside diameter mm	Nominal pipe wall thicknesses	
		PN 100 mm	Schedule 40 mm
Column 1	Column 2	Column 3	Column 4
10	17,2	2,3*	2,31
15	21,3	2,8*	2,77
20	26,9	2,9*	2,87
25	33,7	3,2	3,38
32	42,4	3,6	3,56
40	48,3	3,6	3,68
50	60,3	4,0	3,91
65	76,1	5,0	5,16
80	88,9	5,6	5,49
100	114,3	6,3	6,02
125	139,7	6,3	6,55
150	168,3	7,1	7,11
200	219,1	8,0	8,18
250	273,0	10,0	9,27
300	323,9	10,0	10,31

NOTE 1 Column 2 does not apply to tubes intended for threading according to ISO 7-1. Such tubes are set forth in ISO 65.

NOTE 2 All dimensions in columns 2 and 3 are taken from ISO 4200.

NOTE 3 Column 3 corresponds to Table 1, series F of ISO 4200:1991, except those marked with an asterisk where thicknesses are aligned to schedule 40 to the nearest 0,1 mm value. These thicknesses apply to rating up to and including PN 100.

NOTE 4 Column 4 thicknesses apply to rating up to and including Class 600 and correspond to schedule 40 converted into millimetres.

NOTE 5 The outside pipe diameter shown for DN65 is taken from ISO 4200 and corresponds to the 5,0 mm nominal pipe wall thickness shown in column 3. Other references show the outside pipe diameter value as 73,0 mm; this corresponds to the 5,16 mm nominal pipe wall thickness shown in column 4.

Annex C (informative)

Derivation of the valve style modifier, F_d

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

- A_o area of vena contracta of a single flow passage, in millimetres squared;
- d_H hydraulic diameter of a single flow passage, in millimetres;
- d_i inside diameter of annular flow passage (see Figure C.1), in millimetres;
- d_o equivalent circular diameter of the total flow area, in millimetres;
- D_o diameter of seat orifice (see Figure C.1 and Figure C.2), in millimetres;
- l_w wetted perimeter of a single flow passage, in millimetres;
- N_o number of independent and identical flow passages of a trim, dimensionless;
- α angular rotation of closure member (see Figure C.2), in degrees;
- β maximum angular rotation of closure member (see Figure C.2), in degrees;
- ζ_{B1} velocity of approach factor, dimensionless; and
- μ discharge coefficient, dimensionless.

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

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

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

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

NOTE Values for N_{26} and N_{32} are listed in Table C.1.

Alternatively, F_d can be calculated by the following equation:

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

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

$$d_H = \frac{4A_o}{l_w} \quad (C.4)$$

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

$$d_o = \sqrt{\frac{4N_o A_o}{\pi}} \quad (C.5)$$

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

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

From Darcy's equation, the area A_o is calculated from the following equation:

$$A_o = \frac{N_{23} C F_L}{N_o} \quad (C.6)$$

NOTE Values for N_{23} are listed in Table C.1.

Therefore, since $N_o = 1$:

$$d_o = \sqrt{\frac{4A_o}{\pi}} \quad (C.7)$$

$$= \sqrt{\frac{4N_{23} C F_L}{\pi}}$$

$$d_o = \frac{4A_o}{l_w} \quad (C.8)$$

$$= \frac{4N_{23} C F_L}{\pi(D_o + d_i)}$$

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

$$= \frac{\frac{4N_{23} C F_L}{\pi(D_o + d_i)}}{\sqrt{\frac{4N_{23} C F_L}{\pi}}} \quad (C.9)$$

$$= \frac{1,13\sqrt{N_{23} C F_L}}{D_o + d_i}$$

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

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

$$F_d = \frac{1,13\sqrt{N_{23}CF_L}}{2D_o - \frac{N_{23}CF_L}{D_o}} \quad (C.11)$$

The maximum F_d is 1,0.

For swing-through butterfly valves, see Figure C.2.

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

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

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

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

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

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

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

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

$$A_o = 0,275D_o^2 (1 - \sin \alpha) \quad (C.15)$$

and,

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

$$\begin{aligned} d_o &= \frac{4A_o}{0,59\pi D_o} \\ &= 0,59D_o \sqrt{1 - \sin \alpha} \end{aligned} \quad (C.17)$$

NOTE 0,59 πD_o is taken as the wetted perimeter, l_w , of each semi-circle allowing for jet contraction and hub.

$$F_d = \frac{d_H}{d_o} \quad (C.18)$$

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

Table C.1 – Numerical constant, N

Constant	Value	Formulae unit		
		Q	D	ν
N_{23}	$1,96 \times 10^1$	–	mm	–
N_{26}	$1,28 \times 10^7$	m ³ /h	mm	m ² /s
N_{31}	$2,1 \times 10^4$	m ³ /h	mm	m ² /s

NOTE Use of the numerical constant 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.

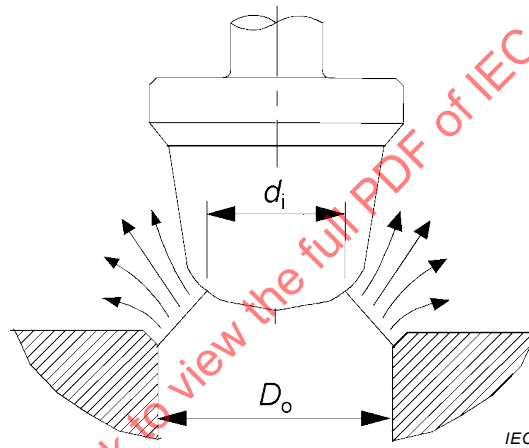


Figure C.1 – Single seated, parabolic plug (flow tending to open)

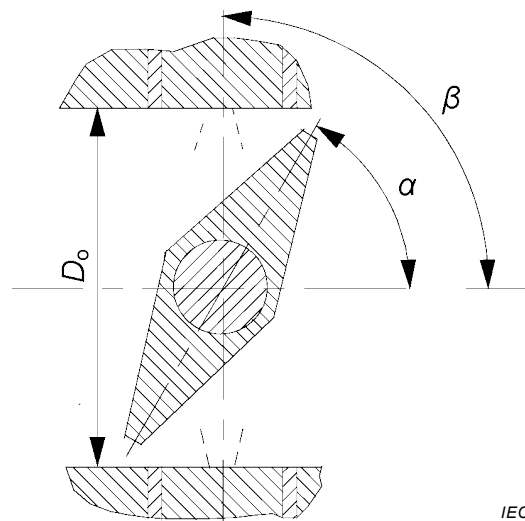


Figure C.2 – Swing-through butterfly valve

Annex D (informative)

Laminar flow test discussion

The flow coefficient, C (C_v , K_v), is defined and normally measured under fully turbulent conditions. Establishing appropriate flow conditions for measuring the flow coefficient of very low flow valve trims can be difficult, however, especially when the coefficient on the order of 0,01 or less. While there is agreement that nonturbulent flow for such valves can be adequately predicted, a universally accepted approach within the industry is currently lacking. It follows that there is diversity in the approach to measuring the coefficients defined in this standard.

The flow test regimes and fluids in order of preference are:

- 1) turbulent flow with water;
- 2) turbulent flow with compressible media;
- 3) turbulent choked flow with compressible media;
- 4) laminar flow with compressible media.

In addition to ANSI/ISA-75.01.01-2012, several references for the interested reader are listed in the Bibliography at the end of the document.

IECNORM.COM : Click to view the full PDF of IEC 60534-2-3:2015

Annex E (informative)

Long form F_L test procedure

E.1 General

The following is a description of an alternate method of evaluating the liquid pressure recovery factor, F_L . Referred to herein as the “long form” method, it expands the data set upon which the F_L value is determined. The advantage of this method is that it renders a more comprehensive characterization of flow over the full domain of pressure drop ratio. These results can reveal important information regarding the behaviour of the valve that may not be apparent in the abbreviated “standard” version.

E.2 Test procedure

E.2.1 The test specimen shall be installed in a test system as prescribed by Clause 5 of this standard. The test shall be conducted utilizing an incompressible test fluid as specified in 7.1. All data shall be collected and recorded per 8.1.5.

E.2.2 The valve travel shall be set to the desired value and the maximum flow rate and pressure difference established in accord with the procedure described in 8.2.3 of this standard.

E.2.3 Additional test pressure differentials shall be established such that 10 to 15 data points exist uniformly over the full test pressure differential range (zero to the maximum differential established in E.2.2). Beginning at the choked flow condition, steady state flow shall be established at each pressure differential in decreasing order and data recorded.

E.2.4 If the test procedure is disrupted for any reason, the initial test pressure differential on resuming testing shall be established by exceeding the target value by a minimum of 10 % and decreasing the pressure drop to the desired value.

E.2.5 The preliminary data shall be reduced per Clause E.3 below and additional test runs conducted as needed to fully define the flow profile of the test specimen. In particular, additional data points should be collect at inflection points on the resulting curve, or near regions of high curvature.

E.3 Graphical data reduction

E.3.1 The value of F_L is established by determining the common pressure differential solution to the incompressible volumetric flow equation,

$$Q = N_1 C \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho / \rho_o}} \quad (\text{E.1})$$

and the incompressible choked flow equation,

$$Q = Q_c \quad (\text{E.2})$$

This value is substituted into the defining F_L expression:

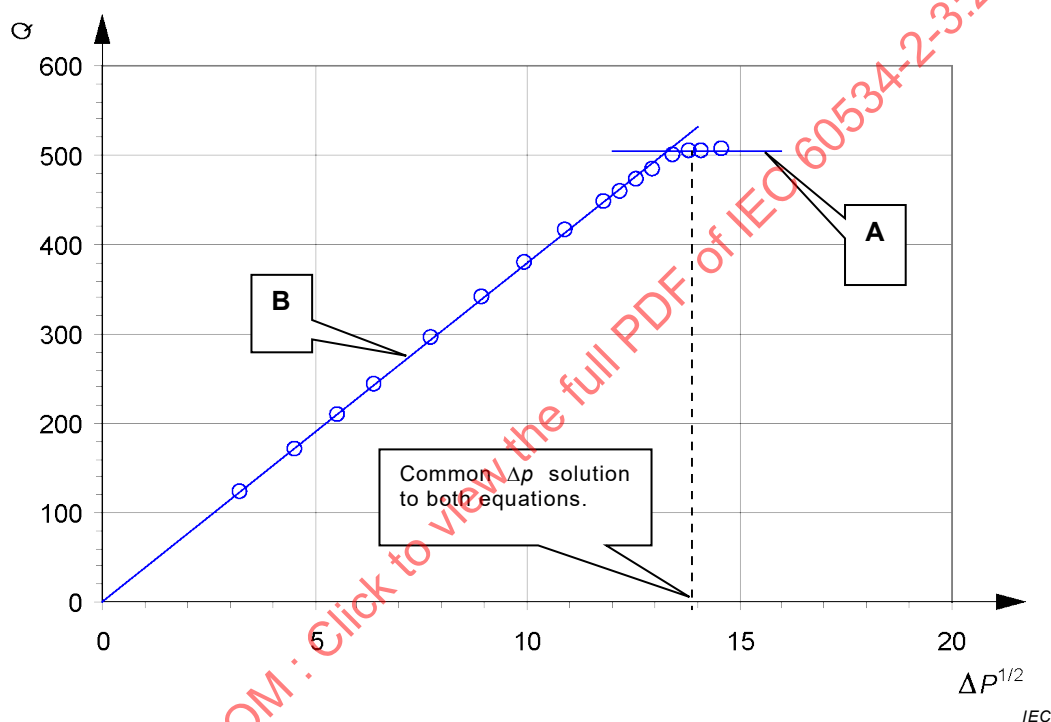
$$F_L = \sqrt{\frac{\Delta p}{p_1 - F_F p_v}} \quad (\text{E.3})$$

to yield

$$F_L = \left(\frac{Q_c}{N_1 C} \right) \sqrt{\frac{\rho / \rho_o}{p_1 - F_F p_v}} \quad (\text{E.4})$$

The mechanics of analyzing the flow data is centred on establishing representative values for the choked flow rate, Q_c , and incompressible flow coefficient, C , values in equation (E.4). The procedure presented herein is graphically based to illustrate the principals underlying data reduction. It is recognized that a variety of regression schemas can be employed to automate the procedure.

E.3.2 The results of the testing should be imaged by plotting flow rate, Q , vs. the square root of the applied pressure differential as shown Figure E.1.



Key

A choked flow region

B linear, incompressible region

Figure E.1 – Typical flow results

E.3.3 A straight line representative of the choked flow rate should be established on the basis of the data and the value of Q_c noted (line A, Figure E.1).

E.3.4 A second straight line representative of the incompressible portion of the flow curve should be established (line B, Figure E.1). The line should pass through the origin of the graph and represent the data throughout the incompressible region. The slope of this line corresponds to the incompressible flow coefficient, C . The value of C as determined in 8.1 may alternatively be used to establish the slope of the curve.

E.3.5 The value of Q_c and C resulting from the graphical analysis is used in conjunction with equation (E.4) to compute the value of F_L .

NOTE The value of F_L and the value of C_v used to evaluate F_L constitute a matched pair of values. Published data values of F_L should be consistent with published values of C .

Annex F (informative)

Calculation of F_P to help determine if pipe/valve port diameters are adequately matched

NOTE The term “port” in the context of the following discussion refers to “the opening of a valve’s inlet or outlet passageways” per ANSI/ISA-75.05.01-2000 (R2005), 3.120 (2).

As mentioned in 5.2, the valve and pipe port diameters shall be matched closely enough to not introduce significant errors in the calculations. This, of course, assumes that the intent is the most common one where the upstream and downstream piping is the same size as the valve. If the characteristics of a particular valve/pipe configuration where some or all of the piping is not the same size as the valve are desired, one of the goals would be the calculation of a pipe geometry factor, F_P , as described in 8.3; otherwise the upstream and downstream piping should match. Matching pipe and valve port inside diameters is often not difficult with ordinary pipe sizes and schedules but in some cases, such as the testing of a very high pressure valve with small port inside diameters, special piping may be required. This standard specifies a method for determining the suitability of pipe inside diameters. Subclause 5.2 specifies that the estimated piping geometry factor, calculated using formulas given in IEC 60534-2-1: 2011 and repeated below for convenience, shall be within the range 0,99 to 1,02, i.e. $0,99 \leq F_P \leq 1,01$. F_P is calculated from

$$F_P = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\sum \zeta}{N_2} \left(\frac{C}{d^2} \right)^2}} \quad (\text{F.1})$$

where $\sum \zeta$ is the sum of upstream and downstream Bernoulli coefficients and loss coefficients. They are calculated using equations (F.2) through (F.6) below and are adaptations of equations (16) through (20) of IEC 60534-2-1: 2011.

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_{B1} - \zeta_{B2} \quad (\text{F.2})$$

$$\zeta_{B1} = 1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^4 \quad (\text{F.3})$$

$$\zeta_{B2} = 1 - \left(\frac{d}{D_2} \right)^4 \quad (\text{F.4})$$

$$\zeta_1 = 0,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D_1} \right)^2 \right]^2 \quad (\text{F.5})$$

$$\zeta_2 = \left[1 - \left(\frac{d}{D_2} \right)^2 \right]^2 \quad (\text{F.6})$$

The subscripts 1 or 2 indicate upstream or downstream factors respectively. Note that for the purpose of determining F_P here, the valve diameter, d , shall be the actual inside diameter of the associated valve port and not the valve nominal diameter. The pipe diameters D_1 and D_2 are pipe inside diameters.

Two cases are probably most common in testing according to this standard – (1) the upstream and downstream pipe inside diameters are the same size and larger than the valve port inside diameters and (2) the upstream pipe inside diameter is the same size as the valve inside diameter but the downstream pipe inside diameter is larger. Tables F.1 and F.2 below, tabulate F_P factors for those two cases as a function of the ratios d/D and $\frac{C}{d^2 \sqrt{N_2}}$. Note that

the large number of digits displayed were included to help verify hand or computer calculations and not imply high accuracy.

Table F.1 – Tabulated values of F_P if upstream and downstream pipe the same size

$\frac{C}{d^2 \sqrt{N_2}}$	d/D_1 or d/D_2				
	1	0,95	0,9	0,85	0,8
0,05	1	0,999 982	0,999 932	0,999 856	0,999 757
0,1	1	0,999 929	0,999 729	0,999 423	0,999 029
0,2	1	0,999 715	0,998 919	0,997 698	0,996 135
0,3	1	0,999 359	0,997 572	0,994 842	0,991 365
0,4	1	0,998 861	0,995 696	0,990 885	0,984 802
0,5	1	0,998 222	0,993 299	0,985 867	0,976 551
0,6	1	0,997 443	0,990 393	0,979 835	0,966 744
0,7	1	0,996 525	0,986 992	0,972 848	0,955 525
0,8	1	0,995 468	0,983 11	0,964 968	0,943 054
0,9	1	0,994 275	0,978 765	0,956 265	0,929 493
1	1	0,992 946	0,973 977	0,946 811	0,915 008

Table F.2 – Tabulated values of F_P if downstream pipe larger than valve

$\frac{C}{d^2 \sqrt{N_2}}$	d/D_2				
	1	0,95	0,9	0,85	0,8
0,05	1	1,000 22	1,000 385	1,000 502	1,000 576
0,1	1	1,000 881	1,001 543	1,002 011	1,002 312
0,2	1	1,003 538	1,006 213	1,008 118	1,009 345
0,3	1	1,008 015	1,014 146	1,018 548	1,021 404
0,4	1	1,014 383	1,025 573	1,033 71	1,039 036
0,5	1	1,022 752	1,040 848	1,054 237	1,063 108
0,6	1	1,033 267	1,060 479	1,081 069	1,094 934
0,7	1	1,046 122	1,085 177	1,115 585	1,136 505
0,8	1	1,061 569	1,115 938	1,159 84	1,190 908
0,9	1	1,079 93	1,154 176	1,216 981	1,263 142
1	1	1,101 623	1,201 944	1,292 058	1,361 837

Bibliography

IEC

IEC 60751:2008, *Industrial platinum resistance thermometers and platinum temperature sensors*

Available from: IEC

3, rue de Varembe
P.O. Box 131
1211 Geneva 20
Switzerland
Tel: + 41 22 919 02 11

ISO

ISO 7-1:1994, *Pipe threads where pressure-tight joints are made on the threads – Part 1: Dimensions, tolerances and designation*

ISO 65:1981, *Carbon steel tubes suitable for screwing in accordance with ISO 7-1*

ISO 4200:1991, *Plain end steel tubes, welded and seamless – General tables of dimensions and masses per unit length*

Available from: ISO

International Organization for Standardization
ISO Central Secretariat
Chemin de Blandonnet 8
CP 401
1214 Vernier, Geneva
Switzerland
Tel: + +41 22 749 01 11

ISA

ANSI/ISA-75.01.01-2012 (60534-2-1 MOD), *Industrial-Process Control Valves – Part 2-1: Flow capacity – Sizing equations for fluid flow under installed conditions.*

Available from: ISA

67 Alexander Drive
PO Box 12277
Research Triangle Park, NC 27709
Tel: (919) 990-9200

ASME

ASME Performance Test Code PTC 19.5-2004, *"Flow Measurement"*

ASME *Fluid Meters* for additional guidelines for line length

Available from: ASME

ASME International
Three Park Avenue
New York, NY 10016-5990
Tel: (800) 843-2763

MISCELLANEOUS

CUNNINGHAM, R.G., *“Orifice Meters with Supercritical Compressible Flow”*, ASME Transactions 73, pp. 625-638, July 1951

DRISKELL, L. R., *“New Approach to Control Valve Sizing”*, Hydrocarbon Processing, pp. 131-134, July 1969

STILES, G. F. 1967, *“Liquid Viscosity Effects on Control Valve Sizing”*, Technical Monogram TM17, Fisher Controls International, Marshalltown, IA

McCUTCHEON, E. D., 1974, *“A Reynolds Number for Control Valves”*, Symposium on Flow, its Measurement and Control in Science and Industry, Vol 1, Part 3.

GEORGE, J. A., 1989, *“Sizing and Selection of Low Flow Control Valves”*, InTech, November 1989.

BAUMANN, H. D., 1991, *“Viscosity Flow Correction for Small Control Valve Trim”*, Transactions of the ASME, Vol. 113

BAUMANN, H. D., 1993, *“A Unifying Method for Sizing Throttling Valves Under Laminar Flow or Transitional Flow Conditions,”* Transactions of the ASME, Vol. 115

KITTERREDGE, C. P. and Rowley, D. S., 1957, *“Resistance Coefficients for Laminar and Turbulent Flow through One Half Inch Valves and Fittings”*, Transactions of ASME, Vol 79, pp. 1759-1766

Crane Technical Paper 410, *“Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe”*, 1976, pp. 3-4

KIESBAUER, J., 1995, *“Calculation of the Flow Behaviour of Micro Control Valves”*, SAMSON AG

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS	44
1 Domaine d'application	46
2 Références normatives	46
3 Termes et définitions	46
4 Symboles	47
5 Système d'essai	48
5.1 Spécimen d'essai	48
5.2 Section d'essai	48
5.3 Vannes de réglage	50
5.4 Mesurage de débit	51
5.5 Prises de pression	51
5.6 Mesurages de pression	51
5.7 Mesurage de température	51
5.8 Course de la vanne	52
5.9 Installation du spécimen d'essai	52
6 Exactitude des essais	53
7 Fluides d'essai	53
7.1 Fluides incompressibles	53
7.2 Fluides compressibles	53
8 Procédure d'essai pour les fluides incompressibles	54
8.1 Procédure d'essai pour le coefficient de débit C	54
8.2 Procédure d'essai pour le facteur de récupération de pression du liquide F_L et pour le facteur combiné de récupération de pression du liquide ainsi que de la géométrie de la tuyauterie F_{LP}	55
8.3 Procédure d'essai pour le facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie F_p	56
8.4 Procédure d'essai pour le facteur de rapport de pression critique du liquide F_F	57
8.5 Procédure d'essai pour le facteur du nombre de Reynolds F_R dans le cas des fluides incompressibles	57
8.6 Procédure d'essai pour le coefficient de correction générique de vanne F_d	57
9 Procédure d'évaluation des données pour les fluides incompressibles	58
9.1 Écoulement non engorgé	58
9.2 Écoulement engorgé	58
9.3 Calcul du coefficient de débit C	59
9.4 Calcul du facteur de récupération de pression du liquide F_L et du facteur combiné de récupération de pression du liquide et de la géométrie de la tuyauterie F_{LP}	59
9.5 Calcul du facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie F_p	60
9.6 Calcul du facteur de rapport de pression critique du liquide F_F	60
9.7 Calcul du facteur du nombre de Reynolds F_R	60
9.8 Calcul du coefficient de correction générique de vanne F_d	60
10 Procédure d'essai pour les fluides compressibles	61
10.1 Procédure d'essai pour le coefficient de débit C	61
10.2 Procédure d'essai pour les facteurs de rapport de pression différentielle x_T et x_{TP}	62
10.3 Procédure d'essai pour le facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie F_p	64
10.4 Procédure d'essai pour le facteur du nombre de Reynolds F_R	64

10.5	Procédure d'essai pour le coefficient de correction générique de vanne F_d	64
10.6	Procédure d'essai pour les équipements internes à petit débit	65
11	Procédure d'évaluation des données pour les fluides compressibles	65
11.1	Équation d'écoulement.....	65
11.2	Calcul du coefficient de débit C	65
11.3	Calcul du facteur de rapport de pression différentielle x_T	66
11.4	Calcul du facteur de rapport de pression différentielle x_{TP}	66
11.5	Calcul du facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie F_p	66
11.6	Calcul du facteur du nombre de Reynolds F_R pour les fluides compressibles.....	67
11.7	Calcul du coefficient de correction générique de vanne F_d	67
11.8	Calcul du coefficient C pour équipements internes à petit débit.....	67
Annexe A (normative) Exemples types de spécimens d'essai indiquant les emplacements appropriés des prises de pression		68
Annexe B (informative) Données techniques		70
Annexe C (informative) Calcul du coefficient de correction générique de vanne, F_d		73
Annexe D (informative) Analyse de l'essai d'écoulement laminaire		78
Annexe E (informative) Procédure d'essai longue pour le calcul de F_L		79
E.1	Généralités	79
E.2	Procédure d'essai	79
E.3	Réduction des données graphiques	79
Annexe F (informative) Calcul de F_p pour déterminer si les diamètres des orifices de passage de la vanne ou de la tuyauterie sont parfaitement concordants		82
Bibliographie.....		85
Figure 1 – Éléments de base d'un système d'essai d'écoulement.....		49
Figure 2 – Exigences de configuration de tuyauterie pour la section d'essai		50
Figure 3 – Raccordement recommandé pour les prises de pression		53
Figure A.1 – Exemples types de spécimens d'essai indiquant les emplacements appropriés des prises de pression		69
Figure B.1 – Viscosité dynamique de l'eau.....		70
Figure C.1 – Clapet parabolique à siège unique (fluide tendant à ouvrir la vanne)		76
Figure C.2 – Vanne papillon non excentrée.....		77
Figure E.1 – Résultats d'essai de débit types.....		80
Tableau 1 – Alignement du spécimen d'essai.....		52
Tableau 2 – Pression absolue minimale d'essai à l'entrée en kPa (bar) pour ce qui se rapporte à F_L et Δp		55
Tableau 3 – Constantes numériques N		67
Tableau B.1 – Propriétés de l'eau		70
Tableau B.2 – Propriétés de l'air.....		71
Tableau B.3 – Configuration de tuyauterie pour la section d'essai.....		72
Tableau C.1 – Constante numérique, N		76
Tableau F.1 – Valeurs tabulées de F_p pour une tuyauterie amont et aval de même dimension		83
Tableau F.2 – Valeurs tabulées de F_p pour une tuyauterie aval plus grande que la vanne		84

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

Partie 2-3: Capacité d'écoulement – Procédures d'essai

AVANT-PROPOS

- 1) La Commission Électrotechnique Internationale (IEC) est une organisation mondiale de normalisation composée de l'ensemble des comités électrotechniques nationaux (Comités nationaux de l'IEC). L'IEC a pour objet de favoriser la coopération internationale pour toutes les questions de normalisation dans les domaines de l'électricité et de l'électronique. À cet effet, l'IEC – entre autres activités – publie des Normes internationales, des Spécifications techniques, des Rapports techniques, des Spécifications accessibles au public (PAS) et des Guides (ci-après dénommés "Publication(s) de l'IEC"). 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 l'IEC, participent également aux travaux. L'IEC 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 l'IEC concernant les questions techniques représentent, dans la mesure du possible, un accord international sur les sujets étudiés, étant donné que les Comités nationaux de l'IEC intéressés sont représentés dans chaque comité d'études.
- 3) Les Publications de l'IEC se présentent sous la forme de recommandations internationales et sont agréées comme telles par les Comités nationaux de l'IEC. Tous les efforts raisonnables sont entrepris afin que l'IEC s'assure de l'exactitude du contenu technique de ses publications; l'IEC 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 l'IEC s'engagent, dans toute la mesure possible, à appliquer de façon transparente les Publications de l'IEC dans leurs publications nationales et régionales. Toutes divergences entre toutes Publications de l'IEC et toutes publications nationales ou régionales correspondantes doivent être indiquées en termes clairs dans ces dernières.
- 5) L'IEC elle-même ne fournit aucune attestation de conformité. Des organismes de certification indépendants fournissent des services d'évaluation de conformité et, dans certains secteurs, accèdent aux marques de conformité de l'IEC. L'IEC n'est responsable d'aucun des services effectués par les organismes de certification indépendants.
- 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 l'IEC, 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 l'IEC, 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 l'IEC ou de toute autre Publication de l'IEC, 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 l'IEC peuvent faire l'objet de droits de brevet. L'IEC ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de brevets et de ne pas avoir signalé leur existence.

La Norme internationale IEC 60534-2-3 a été établie par le sous-comité 65B: Équipements de mesure et de contrôle-commande, du comité d'études 65 de l'IEC: Mesure, commande et automation dans les processus industriels.

Cette troisième édition annule et remplace la deuxième édition parue en 1997. Cette édition constitue une révision technique.

Cette édition inclut les modifications techniques majeures suivantes par rapport à l'édition précédente:

- a) Ajout des Annexes informatives B, C, D, E et F.
- b) Des modifications structurelles et dans le formatage ont été apportées afin de regrouper les sujets techniques.

La présente version bilingue (2020-07) correspond à la version anglaise monolingue publiée en 2015-12.

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

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

Une liste de toutes les parties de la série IEC 60534, publiées sous le titre général *Vannes de régulation des processus industriels*, peut être consultée sur le site web de l'IEC.

Le comité a décidé que le contenu de cette publication ne sera pas modifié avant la date de stabilité indiquée sur le site web de l'IEC sous "<http://webstore.iec.ch>" dans les données relatives à la publication recherchée. À cette date, la publication sera

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

IMPORTANT – Le logo "colour inside" qui se trouve sur la page de couverture de cette publication indique qu'elle contient des couleurs qui sont considérées comme utiles à une bonne compréhension de son contenu. Les utilisateurs devraient, par conséquent, imprimer cette publication en utilisant une imprimante couleur.

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

Partie 2-3: Capacité d'écoulement – Procédures d'essai

1 Domaine d'application

La présente partie de l'IEC 60534 est applicable aux vannes de régulation des processus industriels. Elle donne les procédures d'essai relatives à la capacité d'écoulement pour la détermination des variables énoncées ci-après, utilisées dans les équations de l'IEC 60534-2-1:

- a) coefficient de débit C ;
- b) facteur de récupération de pression du liquide sans raccords adjacents F_L ;
- c) facteur combiné de récupération de pression du liquide et de géométrie de la tuyauterie d'une vanne de régulation avec raccords adjacents F_{LP} ;
- d) facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie F_P ;
- e) facteurs de rapport de pression différentielle x_T et x_{TP} ;
- f) coefficient de correction générique de vanne F_d ;
- g) facteur du nombre de Reynolds F_R .

2 Références normatives

Les documents ci-après, dans leur intégralité ou non, sont des références normatives indispensables à 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).

IEC 60534-1, *Vannes de régulation des processus industriels – Partie 1: Terminologie des vannes de régulation et considérations générales*

IEC 60534-2-1:2011, *Vannes de régulation des processus industriels – Partie 2-1: Capacité d'écoulement – Équations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides dans les conditions d'installation*

IEC 60534-8-2, *Vannes de régulation des processus industriels – Partie 8-2: Considérations sur le bruit – Mesure en laboratoire du bruit créé par un écoulement hydrodynamique dans une vanne de régulation*

IEC 61298-1, *Dispositifs de mesure et de commande de processus – Méthodes et procédures générales d'évaluation des performances – Partie 1: Généralités*

IEC 61298-2, *Dispositifs de mesure et de commande de processus – Méthodes et procédures générales d'évaluation des performances – Partie 2: Essais dans les conditions de référence*

3 Termes et définitions

Pour les besoins du présent document, les termes et définitions de l'IEC 60534-1, l'IEC 60534-2-1, l'IEC 61298-1 et l'IEC 61298-2 s'appliquent.

4 Symboles

Symbole	Désignation	Unité
C	Coefficient de débit (K_v , C_v)	Différentes unités (voir IEC 60534-1)
C_R	Coefficient de débit à la course nominale	Différentes unités (voir IEC 60534-1)
d	Dimension nominale de la vanne (DN)	mm
F_d	Coefficient de correction générique de vanne	1
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
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
F_P	Facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie	1
F_R	Facteur du nombre de Reynolds	1
F_γ	Facteur du rapport des chaleurs massiques	1
M	Masse moléculaire du fluide en écoulement	kg/kmol
N	Constantes numériques (voir Tableau 3)	Différentes unités (voir Note 1)
p_c	Pression thermodynamique critique	kPa ou bar (voir Note 2)
p_v	Pression de vapeur du liquide à la température d'entrée	kPa ou bar
p_1	Pression statique absolue d'entrée, mesurée à la prise de pression amont	kPa ou bar
p_2	Pression statique absolue de sortie, mesurée à la prise de pression aval	kPa ou bar
Δp	Pression différentielle ($p_1 - p_2$) entre prises de pression amont et aval	kPa ou bar
$\Delta p_{\max}$	Pression différentielle maximale	kPa ou bar
$\Delta p_{\max(L)}$	Δp maximale effective sans raccords adjacents	kPa ou bar
$\Delta p_{\max(LP)}$	Δp maximale effective avec raccords adjacents	kPa ou bar
Q	Débit volumétrique	m ³ /h (voir Note 3)
$Q_{\max}$	Débit volumétrique maximal (écoulement engorgé)	m ³ /h
$Q_{\max(L)}$	Débit volumétrique maximal pour les fluides incompressibles (écoulement engorgé sans raccords adjacents)	m ³ /h
$Q_{\max(LP)}$	Débit volumétrique maximal pour les fluides incompressibles (écoulement engorgé avec raccords adjacents)	m ³ /h
$Q_{\max(T)}$	Débit volumétrique maximal pour les fluides compressibles (écoulement engorgé sans raccords adjacents)	m ³ /h
$Q_{\max(TP)}$	Débit volumétrique maximal pour les fluides compressibles (écoulement engorgé avec raccords adjacents)	m ³ /h
Re_v	Nombre de Reynolds de la vanne	1
T_1	Température absolue d'entrée	K
t_s	Température de référence dans les conditions normales	°C
X	Rapport de la pression différentielle à la pression absolue à l'entrée ($\Delta p/p_1$)	1
x_T	Facteur du rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation sans raccords adjacents en régime engorgé	1
x_{TP}	Facteur du rapport de pression différentielle d'une vanne de régulation avec raccords adjacents en régime engorgé	1
Y	Facteur de détente	1
Z	Facteur de compressibilité ($Z = 1$ pour les gaz qui se comportent comme un gaz parfait)	1
γ	Rapport des chaleurs massiques	1
ν	Viscosité cinématique	m ² /s (voir Note 4)
ζ	Coefficient de perte de charge d'un convergent, d'un divergent, ou d'un autre raccord adjacent à une vanne de régulation	1

ρ_1/ρ_0 Densité massique ($\rho_1/\rho_0 = 1$ pour l'eau à 15 °C)

1

NOTE 1 Pour déterminer les unités des constantes numériques, une analyse dimensionnelle peut être réalisée sur les équations appropriées en utilisant les unités du Tableau 1.

NOTE 2 1 bar = 10^2 kPa = 10^5 Pa.

NOTE 3 Les débits volumétriques des fluides compressibles en m^3/h , identifiés par le symbole Q, se réfèrent aux conditions normales qui correspondent à une pression absolue de 101,325 kPa (1,013 25 bar) et à une température de 0 °C or 15 °C (voir Tableau 3).

NOTE 4 1 centistoke = 10^{-6} m^2/s .

5 Système d'essai

5.1 Spécimen d'essai

Le spécimen d'essai consiste en une vanne quelconque ou un assemblage constitué d'une vanne avec convergent de tuyaux, divergent ou autres dispositifs adjacents au corps de vanne pour lesquels des données d'essai sont exigées. Voir l'Annexe A pour d'autres exemples de spécimens d'essai représentatifs des installations types sur site.

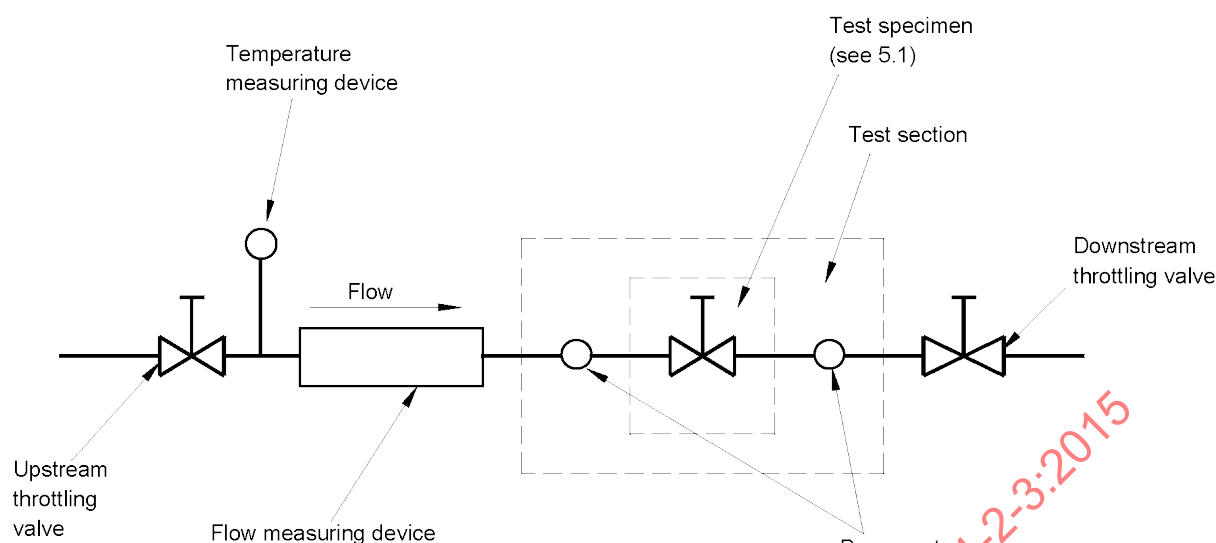
Des considérations supplémentaires s'appliquent lors de l'essai de certains modèles de vannes de régulation à haute capacité, par exemple les vannes à tournant sphérique ou les vannes papillon. Ces vannes peuvent produire des jets libres dans la section d'essai aval qui influencent l'emplacement de la zone de récupération de pression. Voir l'Article 6 pour les exactitudes attendues.

Les vannes à C fractionné (vannes où $C \ll N_{18}$) sont traitées en 8.1.2.

La modélisation physique ou assistée par ordinateur des vannes de régulation comme base de détermination du coefficient de débit est autorisée, mais ne relève pas du domaine d'application de la présente norme. Pendant la modélisation, il incombe au praticien d'utiliser des techniques de modélisation appropriées pour valider le modèle et les relations d'échelle par rapport aux données réelles sur l'écoulement, et pour documenter la nature du modèle.

5.2 Section d'essai

La Figure 1 représente les éléments de base d'un système d'essai d'écoulement.



IEC

Anglais	Français
Temperature measuring device	Dispositif de mesure de la température
Test specimen (see 5.1)	Spécimen d'essai (voir 5.1)
Test section	Section d'essai
Flow	Écoulement
Downstream throttling valve	Vanne de réglage aval
Upstream throttling valve	Vanne de réglage amont
Flow measuring device	Instrument de mesure du débit
Pressure taps	Prises de pression

Figure 1 – Éléments de base d'un système d'essai d'écoulement

Il convient que la tuyauterie amont et aval adjacente au spécimen d'essai soit de même dimension nominale que le raccordement de ce spécimen et satisfasse aux exigences de longueur rectiligne de la Figure 2. La tuyauterie d'entrée et de sortie doit être adaptée aux pressions maximales respectives que le système d'essai peut appliquer (le Tableau B.3 fournit des données pour la tuyauterie couramment utilisée).

En principe, il convient que le diamètre intérieur (DI) de la tuyauterie se situe à $\pm 2\%$ du diamètre intérieur réel de l'entrée et de la sortie du spécimen pour toutes les dimensions de vanne. À mesure que le rapport C/d^2 (de la vanne d'essai) augmente, l'inadéquation des diamètres pose plus de problèmes. Les pertes de charge potentielles associées aux joints d'entrée et de sortie deviennent considérables par rapport à la perte associée à la vanne, et une discontinuité importante à la sortie de la vanne peut affecter le mesurage de la pression aval (p_2). La valeur du facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie (F_P) fondé sur les diamètres intérieurs est un indicateur de la portée de l'inadéquation des diamètres. Cette valeur est proche de l'unité pour un essai normalisé, c'est-à-dire pour des diamètres intérieurs identiques de la tuyauterie et du spécimen. Par conséquent, pour convenablement garantir l'exactitude de l'essai, il doit être vérifié par calcul ou par essai que $0,99 \leq F_P \leq 1,01$. Si $F_P < 0,99$, ou $F_P > 1,01$, et mention doit en être faite dans les données d'essai (voir 8.1.5 ou 10.1.5). Se reporter à l'Annexe F pour un exemple de calcul.

Les surfaces intérieures doivent raisonnablement être exemptes de débris de rouille ou de calamines et d'irrégularités pouvant entraîner des pertes excessives du fluide dues à la friction.

5.3 Vannes de réglage

Les vannes amont et aval sont utilisées pour régler la pression différentielle entre les prises de pression de la section d'essai et maintenir une pression amont ou aval déterminée. Il n'y a aucune restriction en ce qui concerne le modèle de ces vannes. Toutefois, il convient que la vanne aval ait une capacité suffisante et puisse être d'une dimension supérieure à la dimension nominale du spécimen d'essai, pour éviter qu'il ne se produise un écoulement engorgé dans ce dernier, et ce pour les débits compressible et incompressible. Toute vaporisation dans la vanne de réglage amont doit être évitée en cours d'essai sur des liquides.

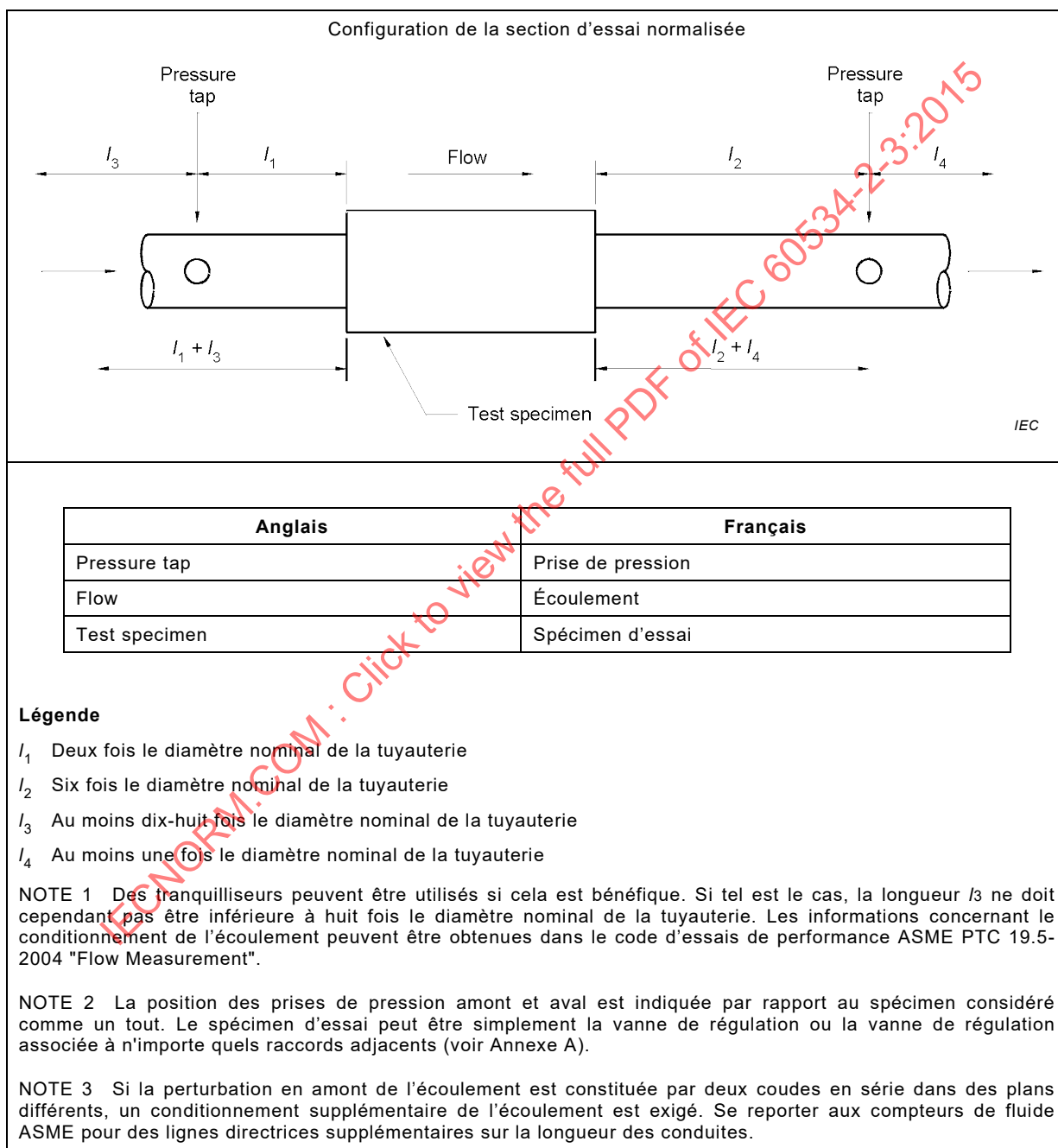


Figure 2 – Exigences de configuration de tuyauterie pour la section d'essai

5.4 Mesurage de débit

L'instrument de mesure du débit peut être situé en amont ou en aval de la section d'essai et peut être n'importe quel dispositif satisfaisant à l'exactitude spécifiée. L'exactitude assignée de l'instrument doit être de $\pm 2\%$ de la lecture de sortie réelle. La résolution et la répétabilité de l'instrument doivent être à $\pm 0,5\%$. L'instrument de mesure doit être étalonné aussi souvent que cela est nécessaire pour maintenir l'exactitude spécifiée. Toutes les lignes directrices propres à l'instrument de mesure du débit et relatives au conditionnement de l'écoulement (par exemple, le nombre de diamètres de tuyauterie droite, en amont et en aval de l'instrument) doivent être appliquées.

5.5 Prises de pression

Des prises de pression doivent être prévues sur la tuyauterie de la section d'essai conformément aux exigences indiquées à la Figure 3. Ces prises de pression doivent être exécutées selon le montage illustré à la Figure 3. Les bords du trou de la prise de pression doivent être propres et à angle vif (c'est-à-dire, en vérifiant s'il y a corrosion et/ou érosion) ou légèrement arrondis, exempts de bavures, morfils ou autres irrégularités. En aucun cas un raccord ne doit comporter une protubérance qui fasse saillie à l'intérieur de la tuyauterie.

Orientation:

Fluides incompressibles – Il convient de disposer les axes de perçage des prises de pression horizontalement afin de réduire toute possibilité d'entraînement d'air ou de rassemblement de sédiments dans les prises de pression.

Fluides compressibles – Il convient d'orienter les axes de perçage des prises de pression horizontalement ou verticalement au-dessus de la tuyauterie afin de réduire toute possibilité de rassemblement de sédiments ou de condensats.

Pour les vannes papillon et autres vannes à obturateur rotatif, les prises de pression doivent être alignées (parallèlement) par rapport à l'arbre principal de la vanne pour réduire l'effet de la vitesse d'approche du fluide en écoulement pendant le mesurage de pression.

Des prises de pression multiples peuvent être utilisées sur chaque section d'essai pour les mesurages de pression moyenne. Chaque prise doit satisfaire aux exigences indiquées à la Figure 3.

Voir 5.9 pour d'autres lignes directrices en matière d'installation.

5.6 Mesurages de pression

Tous les mesurages de pression et de pression différentielle doivent être faits à l'aide d'instruments ayant une exactitude assignée de $\pm 2\%$ de la lecture de sortie réelle. Les dispositifs de mesure de pression doivent être étalonnés aussi souvent que cela est nécessaire pour maintenir l'exactitude spécifiée.

Si des mesurages de pression individuelle (p_1, p_2) sont effectués à la place d'un seul mesurage de pression différentielle (Δp), des mesures doivent être prises pour choisir des instruments qui sont assez exacts que la valeur de la pression différentielle ($p_1 - p_2$) calculée est obtenue avec au moins une exactitude aussi valable que l'exactitude assignée indiquée ci-dessus pour les mesurages de pression différentielle.

5.7 Mesurage de température

La température du fluide doit être mesurée à l'aide d'un instrument ayant une exactitude assignée de $\pm 1\text{ °C}$ ($\pm 2\text{ °F}$) de la lecture de sortie réelle. Il convient de choisir et de placer la sonde mesurant la température de manière à avoir le moindre effet possible sur les mesurages de débit et de pression. Il convient que les thermocouples utilisés pour le mesurage de température soient au moins de classe B selon l'IEC 60751.

La température du fluide à l'entrée doit rester constante à ± 3 °C (± 5 °F) dans l'intervalle de temps pendant lequel les données d'essai sont enregistrées pour chaque point d'essai spécifique. Il convient de permettre au système d'écoulement de se stabiliser pendant un laps de temps supérieur à la constante de temps de l'appareil de mesure pour assurer que la bonne température est enregistrée.

5.8 Course de la vanne

La course de la vanne doit être fixée à $\pm 0,5$ % près de la course assignée pendant tout essai spécifique de débit.

L'exactitude assignée de l'instrument de mesure de la course doit être de $\pm 0,2$ % de la course assignée.

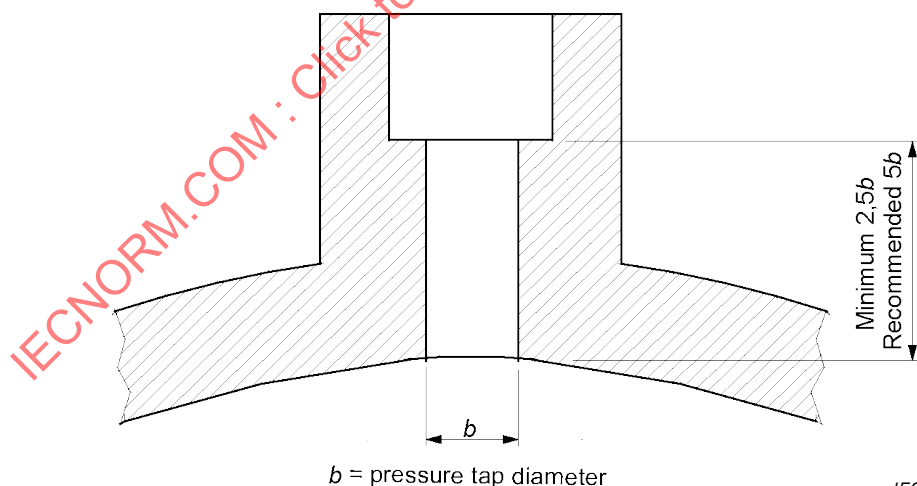
5.9 Installation du spécimen d'essai

L'alignement entre l'axe de la tuyauterie de la section d'essai et celui de l'entrée et de la sortie du spécimen d'essai doit rester dans les limites suivantes (voir Tableau 1 et Figure 3):

Tableau 1 – Alignement du spécimen d'essai

Dimension de la tuyauterie	Défaut d'alignement toléré
DN 15 à DN 25	0,8 mm
DN 32 à DN 150	1,6 mm
DN 200 et au-dessus	0,01 mm de diamètre nominal de la tuyauterie

La position et le diamètre intérieur de chaque joint doivent être adaptés de manière à ne pas présenter de protubérance à l'intérieur de la tuyauterie.



IEC

Anglais	Français
Minimum	Minimum
Recommended	Recommandé
pressure tap diameter	diamètre de la prise de pression

NOTE 1 Toute méthode appropriée de réalisation du raccordement matériel est acceptable pourvu qu'elle soit conforme aux recommandations ci-dessus.

NOTE 2 Référence: ASME Performance Test Code PTC 19.5-1972, "Applications. Part II of Fluid Meters, Interim Supplement on Instruments and Apparatus."

Dimension de la tuyauterie	"b" Pas plus de	"b" Pas moins de
Inférieure à 50 mm	6 mm	3 mm
50 mm à 75 mm	9 mm	3 mm
100 mm à 200 mm	13 mm	3 mm
Supérieure ou égale à 250 mm	19 mm	3 mm

Figure 3 – Raccordement recommandé pour les prises de pression

6 Exactitude des essais

Un coefficient de débit, C , du spécimen d'essai est calculé dans une tolérance de $\pm 5\%$ pour les vannes avec $\frac{C}{N_{18}d^2} < 0,047$ et $x_T < 0,84$ à une course soumise à l'essai. La tolérance des vannes qui ne remplissent pas ces critères peut dépasser 5 %. Ces énoncés d'exactitude s'appliquent lorsqu'un écoulement entièrement turbulent peut être établi. Dans le cas contraire, voir l'Annexe D pour de plus amples informations.

Voir les mises en garde présentées en 5.1.

7 Fluides d'essai

7.1 Fluides incompressibles

L'eau douce exempte d'importants solides entraînés (c'est-à-dire, $< 1\,000 \times 10^{-6}$ de sels dissous; $< 1\,000 \times 10^{-6}$ de solides entraînés) doit être le fluide de base utilisé dans cette procédure d'essai. Des inhibiteurs peuvent être utilisés pour éviter ou retarder la corrosion et prévenir la croissance de matière organique. L'effet cumulé des additifs et de tous les contaminants sur la masse volumique ou la viscosité, doit être évalué par calcul à l'aide des équations de la présente norme. Le coefficient dimensionnel ne doit pas être affecté à plus de 0,1 %. Les fluides d'essai, non compris l'eau douce, peuvent être exigés pour déterminer F_R et F_F . Il convient que la plage de températures du fluide d'essai pour l'eau douce soit comprise entre 5 °C et 40 °C.

7.2 Fluides compressibles

Le fluide de base qui doit être utilisé dans cette procédure d'essai est l'air ou un autre fluide compressible. Le fluide d'essai doit se situer dans la plage de comportement des gaz parfaits dans des conditions d'essai et doit donc avoir un rapport de chaleurs massiques qui se situe dans la plage $1,2 \leq \gamma \leq 1,6$ (voir Cunningham, Driskell, dans la Bibliographie). Les vapeurs qui peuvent approcher leurs points de condensation à la *vena contracta* du spécimen ne sont pas admises comme fluides d'essai. Il convient de prendre soin d'éviter tout givrage interne au cours de l'essai.

8 Procédure d'essai pour les fluides incompressibles

8.1 Procédure d'essai pour le coefficient de débit C

8.1.1 Installer le spécimen d'essai sans raccords adjacents conformément aux exigences de configuration de tuyauterie spécifiées à la Figure 2.

8.1.2 Les essais d'écoulement doivent comporter des mesurages de débit à trois pressions différentielles largement espacées dans la zone d'écoulement turbulent sans vaporisation, mais pas moins de 0,1 bar. Les pressions différentielles recommandées sont:

- a) la valeur juste en dessous du seuil de cavitation (cavitation commençante) ou la valeur maximale disponible dans l'installation d'essai si cette valeur est inférieure (voir IEC 60534-8-2);
- b) environ 50 % de la pression différentielle de a);
- c) environ 10 % de la pression différentielle de a).

Les pressions doivent être mesurées sur les prises de pression de la section d'essai avec la vanne à la course choisie.

Pour les vannes à très petites capacités d'écoulement, il peut se produire un écoulement non turbulent aux pressions différentielles recommandées. Dans ce cas, des pressions différentielles supérieures doivent être utilisées pour garantir un écoulement turbulent. Il convient d'effectuer les essais d'écoulement dans des conditions où le nombre de Reynolds de la vanne, Re_v , (voir Équation (13)) est supérieur ou égal à 100 000. Si un Re_v d'au moins 100 000 ne peut être obtenu, il convient d'envisager un essai de coefficient de débit compressible (voir aussi l'Annexe D). Les écarts par rapport aux exigences normalisées et les raisons de ces écarts doivent être consignés.

Pour les grandes vannes, où des limitations apparaissent du fait de la source de débit, des pressions différentielles plus faibles peuvent être éventuellement utilisées, pour autant que l'écoulement reste turbulent. Les écarts par rapport aux exigences normalisées doivent être consignés et les raisons de ces écarts doivent être signalées.

8.1.3 Afin de garder la partie aval de la section d'essai remplie de liquide et pour éviter toute vaporisation de celui-ci, la pression amont absolue doit être maintenue à au moins $2\Delta p/F_L^2$ ou à $p_{atm}+0,14$ bar si cette valeur est supérieure. Si le facteur de récupération de pression du liquide (F_L) dans le spécimen d'essai est inconnu, une évaluation prudente (c'est-à-dire, à basse pression) peut être effectuée. Voir l'Annexe E de l'IEC 60534-2-1:2011 pour les valeurs types de F_L . Le Tableau 2 spécifie les pressions amont minimales pour les valeurs choisies de Δp et F_L . Il convient que la vitesse d'écoulement en ligne ne dépasse pas 13,7 m/s pour éviter toute vaporisation dans l'eau douce.

8.1.4 Les essais de débit doivent être effectués afin de déterminer:

- a) le coefficient de débit assigné C_R à 100 % de la course assignée;
- b) la caractéristique intrinsèque de débit (facultatif) en utilisant les données obtenues à 5 %, 10 %, 20 %, 30 %, 40 %, 50 %, 60 %, 70 %, 80 %, 90 % et 100 % de la course assignée.

NOTE Pour déterminer plus complètement la caractéristique intrinsèque de débit, des essais de débit peuvent être effectués à des intervalles de course inférieurs à 5 % de la course assignée.

Tableau 2 – Pression absolue minimale d'essai à l'entrée en kPa (bar) pour ce qui se rapporte à F_L et Δp

Δp kPa (bar) → F_L ↓	Pression absolue minimale d'essai à l'entrée – kPa (bar)								
	35 (0,35)	40 (0,40)	45 (0,45)	50 (0,50)	55 (0,55)	60 (0,60)	65 (0,65)	70 (0,70)	75 (0,75)
0,5	280 (2,8)	320 (3,2)	360 (3,6)	400 (4,0)	440 (4,4)	480 (4,8)	520 (5,2)	560 (5,6)	600 (6,0)
0,6	190 (1,9)	220 (2,2)	250 (2,5)	270 (2,7)	300 (3,0)	330 (3,3)	360 (3,6)	380 (3,8)	410 (4,1)
0,7	150 (1,5)	160 (1,6)	180 (1,8)	200 (2,0)	220 (2,2)	240 (2,4)	260 (2,6)	280 (2,8)	300 (3,0)
0,8	150 (1,5)	160 (1,6)	160 (1,6)	170 (1,7)	170 (1,7)	190 (1,9)	200 (2,0)	220 (2,2)	230 (2,3)
0,9	150 (1,5)	160 (1,6)	160 (1,6)	170 (1,7)	170 (1,7)	180 (1,8)	180 (1,8)	190 (1,9)	190 (1,9)
NOTE 1 Pour les grandes vannes, où des limitations apparaissent du fait de la source de débit, des pressions différentielles plus faibles peuvent être éventuellement utilisées, pour autant que l'écoulement reste turbulent et que l'exactitude de mesure de la pression différentielle est comprise dans les valeurs spécifiées. NOTE 2 Pour les pressions qui ne sont pas indiquées, utiliser l'équation suivante pour calculer la pression amont: $p_{1,min} = 2\Delta p/F_L^2$.									

8.1.5 Noter les données suivantes:

- la course de la vanne;
- la pression d'entrée p_1 ;
- la pression différentielle ($p_1 - p_2$) entre les prises de pression;
- la température du fluide à l'entrée T_1 ;
- le débit volumétrique Q ;
- la pression barométrique;
- la description physique du spécimen d'essai (c'est-à-dire le type de la vanne, la dimension nominale, la pression assignée, le sens de l'écoulement);
- la description physique du système d'essai et du fluide d'essai;
- tout écart par rapport aux dispositions de la présente norme.

Les données doivent être évaluées en utilisant la procédure décrite en 9.3.

8.2 Procédure d'essai pour le facteur de récupération de pression du liquide F_L et pour le facteur combiné de récupération de pression du liquide ainsi que de la géométrie de la tuyauterie F_{LP}

8.2.1 L'obtention du débit maximal Q_{max} (appelé écoulement engorgé) est exigée dans le calcul des facteurs F_L (pour un spécimen d'essai donné, sans raccords adjacents) et F_{LP} (pour un spécimen d'essai donné, avec raccords adjacents). Avec des conditions fixées à l'entrée, un écoulement engorgé se manifeste par l'impossibilité de pouvoir augmenter le débit en augmentant la pression différentielle. La procédure d'essai suivante doit être utilisée pour déterminer Q_{max} . La procédure d'évaluation des données se trouve en 9.4. Les essais pour F_L et C correspondants doivent être effectués à la même course de vanne. C'est pourquoi les essais pour ces deux facteurs et pour n'importe quelle course de la vanne doivent être effectués alors que la vanne est verrouillée dans une position fixe.

8.2.2 Installer le spécimen d'essai sans convergents ou autres dispositifs adjacents conformément aux exigences de configuration de tuyauterie spécifiées à la Figure 2 et dans le Tableau B.3. Un essai distinct doit être effectué pour chacune des courses identifiées selon 8.1.4. Dans chaque essai, l'élément de réglage doit être positionné et fixé à la valeur de course souhaitée.

8.2.3 La vanne de réglage aval doit être en position d'ouverture maximale. Une pression prédéterminée étant appliquée à l'entrée, le débit doit être mesuré et les pressions d'entrée et de sortie doivent être notées. Cet essai détermine la pression différentielle maximale ($p_1 - p_2$) pour le spécimen d'essai dans ce système d'essai. En gardant la même pression à l'entrée, un deuxième essai doit être effectué à une pression différentielle réduite à 90 % de celle qui a été déterminée au premier essai. Si le débit mesuré au cours du deuxième essai est à 2 % près de celui du premier essai, le débit mesuré dans le premier essai peut être considéré comme $Q_{\max}$.

Sinon, répéter la procédure d'essai à une pression supérieure à l'entrée. Si $Q_{\max}$ ne peut pas être atteint à la plus haute pression d'entrée du système d'essai, utiliser la procédure suivante. Calculer une valeur de FL en substituant au débit réel impossible à atteindre le débit obtenu aux valeurs maximales réalisables de la pression d'entrée et de la pression différentielle. Pour la vanne en essai, indiquer que FL est plus grand que la valeur calculée selon les indications de la phrase précédente. Voir l'Annexe E pour une procédure «longue» plus détaillée.

8.2.4 Noter les données suivantes:

- a) la course de la vanne;
- b) la pression d'entrée p_1 ;
- c) la pression de sortie p_2 ;
- d) la température du fluide à l'entrée T_1 ;
- e) le débit volumétrique Q ;
- f) la pression barométrique;
- g) la description physique du spécimen d'essai (c'est-à-dire le type de la vanne, la dimension nominale, la pression assignée, le sens de l'écoulement);
- h) la description physique du système d'essai et du fluide d'essai;
- i) tout écart par rapport aux dispositions de la présente norme.

8.3 Procédure d'essai pour le facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie F_p

Le facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie modifie le coefficient de débit C de la vanne lorsque celle-ci comporte des raccords adjacents. Le facteur F_p est le rapport du coefficient de débit C pour une vanne installée avec des raccords adjacents au coefficient de débit assigné de la vanne installée sans raccords adjacents et soumise à l'essai dans des conditions de service identiques. Pour obtenir ce facteur, remplacer la vanne (seule) par la combinaison désirée de la vanne équipée de ses raccords adjacents. Effectuer ensuite les essais de débit conformément à 8.1 en considérant la combinaison comme le spécimen d'essai pour déterminer la dimension de la tuyauterie de la section d'essai. Par exemple, pour une vanne de DN 100 avec convergent et divergent insérés dans une tuyauterie DN 150, des emplacements des prises de pression correspondant à la tuyauterie de DN 150 sont utilisés.

La procédure d'évaluation des données se trouve en 9.5.

8.4 Procédure d'essai pour le facteur de rapport de pression critique du liquide F_F

Le facteur de rapport de pression critique du liquide F_F est presque exclusivement une propriété du fluide et de sa température. C'est le rapport de la pression apparaissant à la *vena contracta* en régime engorgé à la pression de vapeur du liquide à la température d'entrée.

La grandeur F_F peut être déterminée expérimentalement en utilisant un spécimen d'essai pour lequel F_L et C sont connus. La vanne est installée sans raccords adjacents selon les exigences de configuration de tuyauterie spécifiées à la Figure 2. La procédure d'essai décrite en 8.2 pour la détermination de $Q_{\max}$ doit être utilisée lors d'un essai conduit avec le fluide concerné.

La procédure d'évaluation des données se trouve en 9.6.

8.5 Procédure d'essai pour le facteur du nombre de Reynolds F_R dans le cas des fluides incompressibles

Pour générer des valeurs du facteur du nombre de Reynolds F_R , un régime d'écoulement non turbulent doit être établi à travers la vanne d'essai. Ces conditions exigent de faibles pressions différentielles, des fluides à haute viscosité, des petites valeurs de C ou F_d , ou une combinaison de ces paramètres. À l'exception des vannes à très faible valeur de C , le régime est toujours turbulent lorsque l'essai d'écoulement est réalisé selon la procédure décrite en 8.1, et dans ces conditions F_R est égal à 1,0.

Déterminer les valeurs de F_R par des essais d'écoulement dans la vanne installée dans la section d'essai normalisée sans raccords adjacents. Il convient que ces essais suivent la procédure correspondant à la détermination de C , sauf que

- a) les pressions différentielles d'essai peuvent être telles qu'il ne se produise pas de vaporisation du fluide dans la vanne d'essai;
- b) les valeurs minimales de la pression amont d'essai indiquées dans le Tableau 2 peuvent ne pas s'appliquer si le fluide d'essai n'est pas de l'eau douce à $20\text{ °C} \pm 14\text{ °C}$;
- c) le fluide d'essai doit être un fluide newtonien de viscosité recommandée considérablement supérieure à celle de l'eau, à moins de disposer d'instrumentation capable de mesurer avec exactitude de très faibles pressions différentielles.

Réaliser un nombre suffisant d'essais à chaque course retenue en faisant varier la pression différentielle à travers la vanne, de façon à balayer toute la plage de conditions, du régime turbulent au régime laminaire.

La procédure d'évaluation des données est indiquée en 9.7.

8.6 Procédure d'essai pour le coefficient de correction générique de vanne F_d

Le coefficient de correction générique de vanne tient compte de l'effet de la géométrie de l'équipement interne sur le nombre de Reynolds. Il est défini comme le rapport du diamètre hydraulique d'un chemin d'écoulement unique au diamètre de l'orifice circulaire, dont la section, à une course donnée, est égale à la somme des sections de tous les chemins d'écoulement identiques.

Il convient de mesurer la valeur de F_d aux courses désirées. Cette valeur ne peut être mesurée que lorsqu'un régime entièrement laminaire est atteint, en utilisant la procédure d'essai décrite en 8.5.

Un régime totalement laminaire est défini comme un régime où $\sqrt{Re_v} / F_R$ est constant à $\pm 5\%$ près (généralement lorsque $Re_v < 50$).

La procédure d'évaluation des données est indiquée en 9.8.

9 Procédure d'évaluation des données pour les fluides incompressibles

9.1 Écoulement non engorgé

L'équation fondamentale pour l'écoulement non engorgé des fluides incompressibles est:

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

Pour une vanne installée sans raccords adjacents, $F_p = 1$, et pour un écoulement en régime turbulent, $F_R = 1$.

9.2 Écoulement engorgé

9.2.1 Pour l'écoulement engorgé, deux cas doivent être pris en considération:

9.2.2 Sans raccords adjacents

Lorsque la vanne de régulation est installée sans raccords adjacents:

$$Q_{\max(L)} = N_1 F_L C \sqrt{\frac{p_1 - F_F p_v}{\rho / \rho_0}} \quad (2)$$

NOTE Pour une vanne installée sans raccords adjacents, la pression différentielle maximale existant en régime d'écoulement engorgé est:

$$\Delta p_{\max(L)} = F_L^2 (p_1 - F_F p_v) \quad (3)$$

9.2.3 Avec raccords adjacents

Lorsque la vanne de régulation est installée avec raccords adjacents:

$$Q_{\max(LP)} = N_1 F_p C \sqrt{\left(\frac{F_{LP}}{F_p}\right)^2 \left(\frac{p_1 - F_F p_v}{\rho / \rho_0}\right)} \quad (4)$$

La forme habituelle de l'Équation (4) est:

$$Q_{\max(LP)} = N_1 F_{LP} C \sqrt{\frac{p_1 - F_F p_v}{\rho / \rho_0}} \quad (5)$$

NOTE Pour une vanne installée avec raccords adjacents, la pression différentielle maximale existant en régime d'écoulement engorgé est:

$$\Delta p_{\max(LP)} = \left(\frac{F_{LP}}{F_p}\right)^2 (p_1 - F_F p_v) \quad (6)$$

9.3 Calcul du coefficient de débit C

Le coefficient de débit C peut être calculé sous forme de K_V ou C_V . Voir le Tableau 3 pour le choix de la valeur de N_1 , qui dépend du coefficient de débit choisi et de l'unité de mesure de pression.

À l'aide des données obtenues en 8.1, calculer le coefficient de débit C en utilisant pour chaque essai de débit l'équation:

$$C = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho / \rho_o}{\Delta p}} \quad (7)$$

Pour l'eau, dans la plage de températures prescrite, $\rho / \rho_o = 1$.

Le coefficient de débit à chaque course doit être la moyenne arithmétique des trois valeurs d'essai arrondies à trois chiffres significatifs au maximum. Il convient que les valeurs individuelles utilisées dans le calcul de la valeur moyenne soient à $\pm 2,5\%$ de la valeur moyenne.

9.4 Calcul du facteur de récupération de pression du liquide F_L et du facteur combiné de récupération de pression du liquide et de la géométrie de la tuyauterie F_{LP}

9.4.1 Les facteurs F_L et F_{LP} doivent être calculés en utilisant les données obtenues en 8.2 et les équations suivantes:

9.4.2 Sans raccords adjacents

Lorsque la vanne de régulation est installée sans raccords adjacents:

$$F_L = \frac{Q_{\max(L)}}{N_1 C} \sqrt{\frac{\rho / \rho_o}{p_1 - F_F p_v}} \quad (8)$$

Pour l'eau douce, dans la plage de températures prescrite, $\rho / \rho_o = 1$ et $F_F = 0,96$. Si l'eau douce n'est pas utilisée, $\frac{\rho}{\rho_o}$ et F_F doivent être utilisés pour ce fluide.¹

9.4.3 Avec raccords adjacents

Lorsque la vanne de régulation est installée avec raccords adjacents:

$$F_{LP} = \frac{Q_{\max(LP)}}{N_1 C} \sqrt{\frac{\rho / \rho_o}{p_1 - F_F p_v}} \quad (9)$$

Pour l'eau douce, dans la plage de températures prescrite, $\rho / \rho_o = 1$ et $F_F = 0,96$. Si l'eau douce n'est pas utilisée, $\frac{\rho}{\rho_o}$ et F_F doivent être utilisés pour ce fluide.¹

¹ Si le fluide d'essai est un fluide à un seul composant, il est admis d'utiliser $F_F = 0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{p_v}{p_c}}$.

9.5 Calcul du facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie F_p

Calculer F_p comme suit en utilisant les valeurs géométriques moyennes obtenues en 8.3:

$$F_p = \frac{C_{\text{pour la vanne installée avec raccords adjacents}}}{C} = \frac{\frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho/\rho_o}{\Delta p}}}{C} \quad (10)$$

Pour l'eau, dans la plage de températures prescrite, $\rho/\rho_o = 1$.

9.6 Calcul du facteur de rapport de pression critique du liquide F_F

Calculer F_F comme suit:

$$F_F = \frac{1}{p_v} \left[p_1 - (\rho/\rho_o) \left(\frac{Q_{\max}}{N_1 F_L C} \right)^2 \right] \quad (11)$$

où p_v est la pression de vapeur du fluide à la température d'entrée. $C F_L$ est déterminé pour le spécimen d'essai par la méthode normalisée en 8.2.

9.7 Calcul du facteur du nombre de Reynolds F_R

Utiliser les résultats d'essais obtenus comme cela est indiqué en 8.5 et les porter dans l'Équation (12) pour obtenir des valeurs du C apparent. Ce C apparent est équivalent à $C F_R$. F_R est donc obtenu en divisant le C apparent par le C expérimental déterminé sur la vanne d'essai dans les conditions spécifiées en 8.1 et à la même course.

$$C F_R = \frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho/\rho_o}{\Delta p}} \quad (12)$$

Étant entendu que les données peuvent être associées suivant toute procédure qui convient à l'expérimentateur, une méthode qui s'est avérée donner des résultats satisfaisants est celle impliquant l'utilisation du nombre de Reynolds, qui peut être calculé comme suit:

$$Re_v = \frac{N_4 F_d Q}{\nu \sqrt{C F_L}} \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 d^4} + 1 \right)^{1/4} \quad (13)$$

où F_d est calculé d'après 9.8.

9.8 Calcul du coefficient de correction générique de vanne F_d

En utilisant les résultats obtenus en 8.5, calculer F_d par l'équation ci-après, lorsque $C/d^2 > 0,016 N_{18}$:

$$F_d = \frac{N_{26} \nu F_R^2 F_L^2 (C/d^2)^2 \sqrt{C F_L}}{Q \left(\frac{F_L^2 C^2}{N_2 D^2} + 1 \right)^{1/4}} \quad (14)$$

Il est recommandé de calculer F_d uniquement pour une course assignée de la vanne. Des erreurs importantes peuvent apparaître pour des positions de course limitées.

Pour les vannes à équipement interne de course limitée pour lesquelles $C/d^2 \leq 0,016 N_{18}$ à la course assignée, F_d est calculé comme suit:

$$F_d = \frac{N_{31} \nu F_R^2 F_L^2 \sqrt{C F_L}}{Q \left[1 + N_{32} \left(\frac{C}{d^2} \right)^{\frac{2}{3}} \right]} \quad (15)$$

L'essai doit être réalisé à des valeurs de Re_v inférieures à 100 ou à des valeurs de F_R inférieures à 0,26. Il convient que la valeur de F_d retenue soit la moyenne des résultats d'au moins trois essais.

10 Procédure d'essai pour les fluides compressibles

10.1 Procédure d'essai pour le coefficient de débit C

10.1.1 La détermination du coefficient de débit C exige la mise en œuvre de la procédure d'essai suivante. Les données doivent être évaluées en utilisant la procédure décrite en 11.1. Une procédure alternative de calcul de C est spécifiée en 10.2.6.

10.1.2 Installer le spécimen d'essai sans raccords adjacents conformément aux exigences de configuration de tuyauterie spécifiées à la Figure 2.

10.1.3 Il convient d'assurer que le débit à travers le spécimen et l'instrument de mesure du débit soit le même avant d'enregistrer les résultats de mesure de données. Les essais d'écoulement compressible dans des installations d'essai de type purge risquent de poser des problèmes, surtout lorsqu'il s'agit d'essais de vannes de grande capacité par rapport à la capacité d'écoulement de l'installation. Dans de tels cas, la nature transitoire de la purge peut rendre difficile l'établissement d'un régime d'écoulement stable à travers le collecteur d'essai. Les mesures de précaution comprennent les points suivants:

- 1) prévoir un temps de stabilisation suffisant après chaque système;
- 2) réduire le plus possible la distance entre le spécimen d'essai et l'instrument de mesure du débit (dans les limites associées aux pratiques d'installation des deux dispositifs);
- 3) imposer une limite supérieure à la vanne haute capacité qui peut être soumise à l'essai dans le système.

Les essais d'écoulement doivent comporter des mesurages de débit à trois pressions différentielles. Afin de se rapprocher des conditions d'écoulement pouvant être admises comme assimilables à celles d'un fluide incompressible, le rapport de pression différentielle ($x = \Delta p/p_1$) doit être inférieur ou égal à 0,02. Il est également nécessaire d'assurer que les conditions d'écoulement évoluent dans un régime d'écoulement entièrement turbulent. Il convient de déterminer un nombre minimal de Reynolds de la vanne, Re_v , de 100 000 pour toutes les conditions d'essai (voir l'Équation (13)). Il convient de noter que le débit volumétrique réel est utilisé dans le calcul du nombre de Reynolds.

10.1.4 Les essais de débit doivent être effectués afin de déterminer:

- a) le coefficient de débit assigné C, à 100 % de la course assignée;
- b) la caractéristique intrinsèque de débit (facultatif) en utilisant les données obtenues à 5 %, 10 %, 20 %, 30 %, 40 %, 50 %, 60 %, 70 %, 80 %, 90 % et 100 % de la course assignée.

NOTE Pour déterminer plus complètement la caractéristique intrinsèque de débit, des essais de débit peuvent être effectués à des courses inférieures à 5 % de la course assignée.

10.1.5 Noter les données suivantes:

- a) la course de la vanne;
- b) la pression d'entrée p_1 ;
- c) la pression différentielle ($p_1 - p_2$) entre les prises de pression;
- d) la température du fluide à l'entrée T_1 ;
- e) le débit volumétrique Q ;
- f) la pression barométrique;
- g) la description physique du spécimen d'essai (c'est-à-dire le type de la vanne, la dimension nominale, la pression assignée, le sens de l'écoulement);
- h) la description physique du système d'essai et du fluide d'essai;
- i) tout écart par rapport aux dispositions de la présente norme.

10.2 Procédure d'essai pour les facteurs de rapport de pression différentielle x_T et x_{TP}

10.2.1 Les grandeurs x_T et x_{TP} sont les valeurs finales des rapports de la pression différentielle à la pression absolue à l'entrée ($\Delta p/p_1$) pour des fluides avec $F_\gamma = 1$ ($\gamma = 1,4$). Cependant, ces grandeurs peuvent être obtenues en utilisant des gaz d'essai pour lesquels F_γ n'est pas égal à 1 (à condition que γ se situe dans la plage $1,2 \leq \gamma \leq 1,6$ conformément à 7.2), comme cela est indiqué dans les Équations (23) et (24). L'obtention du débit maximal $Q_{\max}$ (appelé écoulement engorgé) est exigée dans le calcul des facteurs x_T (pour un spécimen d'essai donné, sans raccords adjacents) et x_{TP} (pour un spécimen d'essai donné, avec raccords adjacents). Avec des conditions fixées à l'entrée, un écoulement engorgé se manifeste par l'impossibilité de pouvoir augmenter le débit en augmentant la pression différentielle. Les valeurs de x_T et x_{TP} doivent être calculées en utilisant les procédures décrites respectivement en 11.2 et 11.3. Une procédure alternative de calcul de x_T et x_{TP} est spécifiée en 10.2.6.

La procédure d'essai suivante doit être utilisée pour déterminer $Q_{\max}$.

10.2.2 La section d'essai de 5.2 doit être utilisée avec le spécimen d'essai à 100 % de sa course assignée. Des essais facultatifs peuvent être effectués à d'autres courses de vanne pour mieux comprendre les variations possibles de x_T et de x_{TP} en fonction de la course de vanne.

10.2.3 N'importe quelle pression amont d'alimentation de valeur suffisante pour produire un écoulement engorgé est acceptable, de même que n'importe quelle pression différentielle à travers le spécimen d'essai, pourvu que les critères de l'écoulement engorgé (spécifié en 10.2.4) soient satisfaits.

10.2.4 La vanne de réglage aval doit être en position d'ouverture maximale. Une pression prédéterminée étant appliquée à l'entrée, le débit doit être mesuré et les pressions d'entrée et de sortie doivent être notées. Cet essai détermine la pression différentielle maximale ($p_1 - p_2$) pour le spécimen d'essai dans ce système d'essai. En gardant la même pression à l'entrée, un deuxième essai doit être effectué à une pression différentielle réduite à 90 % de celle déterminée au premier essai. Si le débit mesuré au cours du deuxième essai est à 0,5 % près de celui du premier essai, le débit mesuré dans le premier essai peut être considéré comme $Q_{\max}$. Sinon, répéter la procédure d'essai à une pression supérieure à l'entrée.

Les exigences de 5.4 en matière d'exactitude et de répétabilité de l'instrument de mesure du débit doivent être satisfaites afin d'atteindre l'exactitude prescrite. Ces essais doivent être réalisés à la suite l'un de l'autre, en utilisant les mêmes instruments et sans modifier l'installation d'essai.

10.2.5 Noter les données suivantes:

- a) la course de la vanne;
- b) la pression d'entrée p_1 ;
- c) la pression de sortie p_2 ;
- d) la température du fluide à l'entrée T_1 ;
- e) le débit volumétrique Q ;
- f) la pression barométrique;
- g) la description physique du spécimen d'essai (c'est-à-dire le type de la vanne, la dimension nominale, la pression assignée, le sens de l'écoulement);
- h) la description physique du système d'essai et du fluide d'essai;
- i) tout écart par rapport aux dispositions de la présente norme.

10.2.6 Autre procédure d'essai pour les facteurs de rapport de pression différentielle x_T et x_{TP} et le coefficient de débit C

Si un laboratoire n'est pas à même de déterminer la valeur x_T d'une vanne en utilisant la procédure décrite ci-dessus, cette autre procédure peut être utilisée en variante.

La section d'essai de 5.2 doit être utilisée avec le spécimen d'essai à 100 % de sa course assignée (ou d'autres courses concernées).

Une pression prédéterminée étant appliquée à l'entrée, le débit Q , la température du fluide à l'entrée T_1 et la pression aval doivent être mesurés pour au moins cinq valeurs correctement espacées de x (rapport de la pression différentielle à la pression absolue d'entrée).

À partir de ces données, calculer les valeurs du produit YC en utilisant l'équation:

$$YC = \frac{Q}{N_9 p_1} \sqrt{\frac{MT_1}{x}} \quad (16)$$

où Y est le coefficient de détente défini par:

$$Y = 1 - \frac{x}{3F_\gamma x_T} \quad (17)$$

avec $F_\gamma = 1,4$.

Les points d'essai doivent être portés sur une feuille de diagramme à coordonnées linéaires avec (YC) en ordonnée et x en abscisse de manière à obtenir une courbe lissée sensiblement linéaire. Si un point s'écarte de plus de 5 % de la courbe, d'autres données d'essai doivent être retenues afin de vérifier si le spécimen présente effectivement une anomalie de fonctionnement.

La valeur de C_0 pour le spécimen doit être prise sur la courbe à $x = 0$, $Y = 1$.

Au moins un point d'essai $(YC)_1$ doit satisfaire à la condition $(YC)_1 \geq 0,97 (YC)_0$, dans laquelle $(YC)_0$ correspond à $x \approx 0$.

Au moins un point d'essai $(YC)_n$ doit satisfaire à la condition $(YC)_n \leq 0,83 (YC)_0$.

La valeur de x_T pour le spécimen doit être prise sur la courbe à $(YC) = 0,667 (YC)_0$.

Cette méthode doit être indiquée si elle est utilisée.

10.3 Procédure d'essai pour le facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie F_p

Le facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie modifie le coefficient de débit C de la vanne lorsque celle-ci comporte des raccords adjacents. Le facteur F_p est le rapport du coefficient de débit C pour une vanne installée avec des raccords adjacents au coefficient de débit de la vanne installée sans raccords adjacents et soumise à l'essai dans des conditions de service identiques.

Pour obtenir ce facteur, remplacer la vanne (seule) par la combinaison désirée de la vanne équipée de ses raccords adjacents. Effectuer ensuite les essais de débit conformément à 10.1 en considérant la combinaison comme le spécimen d'essai pour déterminer la dimension de la tuyauterie de la section d'essai. Par exemple, pour une vanne de DN 100 insérée entre des raccords (convergent et divergent) dans une tuyauterie de DN 150, des emplacements des prises de pression correspondant à une tuyauterie de DN 150 doivent être utilisés.

La procédure d'évaluation des données est indiquée en 11.5.

10.4 Procédure d'essai pour le facteur du nombre de Reynolds F_R

Pour évaluer le facteur du nombre de Reynolds F_R , un régime non turbulent doit être généré à travers la vanne d'essai. Avec un fluide compressible, ce régime ne survient généralement que si la valeur C_R est inférieure à 0,5 pour C_v et à 0,43 pour K_v .

Avec un gaz, un régime non turbulent est réputé exister lorsque, en utilisant la procédure décrite en 10.2, le débit mesuré continue à augmenter même lorsque $x \geq x_T$ pour la vanne à l'étude, c'est-à-dire lorsqu'aucun écoulement engorgé n'est atteint.

Afin d'obtenir un tel régime non turbulent, il convient que la pression d'entrée dans le spécimen d'essai soit inférieure à :

$$p_{1 \max} = \frac{0,035}{F_d \sqrt{C F_L}} \quad (18)$$

en bar, sans néanmoins être inférieure à 2 bar absolus.

Déterminer des valeurs de F_R en réalisant des essais d'écoulement, la vanne étant installée dans la section d'essai normalisée sans raccords adjacents. Procéder à un nombre suffisant d'essais à chaque valeur de course de vanne retenue, en faisant varier la pression d'entrée de manière à balayer toute la plage de régimes, du turbulent au laminaire.

La procédure d'évaluation des données est indiquée en 11.6.

10.5 Procédure d'essai pour le coefficient de correction générique de vanne F_d

Le coefficient de correction générique de vanne tient compte de l'effet de la géométrie de l'équipement interne sur le nombre de Reynolds. Il est défini comme le rapport du diamètre hydraulique d'un chemin d'écoulement donné au diamètre circulaire équivalent de la section d'écoulement totale.

Il convient de mesurer la valeur de F_d aux courses désirées. Cette valeur ne peut être mesurée que lorsqu'un régime totalement laminaire est atteint en utilisant la procédure décrite en 8.6.

Un régime totalement laminaire est défini comme un régime où $\sqrt{Re_v}/F_R$ est constant à $\pm 5\%$ près (généralement lorsque $Re_v < 50$).

La procédure d'évaluation des données est indiquée en 11.7.

10.6 Procédure d'essai pour les équipements internes à petit débit

Un équipement interne ayant un coefficient C inférieur à 0,05 dans le cas du C_v (0,043 dans le cas du K_v) est défini comme un équipement interne «à petit débit». Pour assurer que le coefficient de débit C pour un équipement interne à petit débit est en régime totalement turbulent, il convient que la pression d'entrée p_1 ne soit pas inférieure à la valeur résultant de l'équation suivante:

$$p_1 = \frac{N_{21}}{F_d \sqrt{C F_L}} \quad (19)$$

la pression de sortie étant inférieure à 0,3 p_1 . La section d'essai de 5.2 doit être utilisée avec le spécimen d'essai à 100 % de sa course assignée. La pression d'entrée restant constante, faire varier la pression de sortie pour obtenir trois débits distincts.

Si la pression d'entrée calculée selon l'Équation (19) est supérieure à la pression assignée du spécimen d'essai ou dépasse la capacité de l'installation d'essai, la méthode d'essai alternative appropriée indiquée à l'Annexe D doit être utilisée.

La procédure d'évaluation des données est indiquée en 11.8.

11 Procédure d'évaluation des données pour les fluides compressibles

11.1 Équation d'écoulement

L'équation fondamentale pour l'écoulement des fluides compressibles est:

$$Q = N_9 F_p C p_1 Y \sqrt{\frac{x}{M T_1 Z}} \quad (20)$$

dans laquelle

$$Y = 1 - \frac{x}{3 F_\gamma x_T} \quad (21)$$

avec $F_\gamma = \gamma/1,4$.

Pour les essais de débit effectués avec la vanne sans raccords adjacents, $F_p = 1$.

Pour une vanne de régulation véhiculant un gaz différent de l'air, la valeur finale de x (c'est-à-dire $F_\gamma x_T$) doit être corrigée dans le terme $F_\gamma x_T$. La valeur de x utilisée dans l'une quelconque des équations de dimensionnement ou dans l'expression de Y doit être conservée à cette limite, même si le rapport de pression différentielle réelle est plus élevé. En pratique, la valeur numérique de Y se situe entre un nombre très proche de 1 pour les très faibles pressions différentielles et 0,667 pour l'écoulement engorgé ($x = F_\gamma x_T$).

11.2 Calcul du coefficient de débit C

Le coefficient de débit C peut être calculé sous forme de K_v ou C_v . Voir le Tableau 3 pour ce qui concerne la valeur appropriée de N_9 qui dépend du coefficient de débit choisi et de l'unité de mesure de la pression d'entrée.

À l'aide des données obtenues en 10.1 et en partant de l'hypothèse que $Y = 1$, calculer le coefficient de débit C pour chaque point d'essai en utilisant l'équation:

$$C = \frac{Q}{N_9 p_1} \sqrt{\frac{MT_1}{x}} \quad (22)$$

Pour l'air, $M = 28,97$ kg/kmol.

Le coefficient de débit à chaque course doit être la moyenne arithmétique des trois valeurs d'essai arrondies à trois chiffres significatifs au maximum. Il convient que les valeurs individuelles utilisées dans le calcul de la valeur moyenne soient à $\pm 2,5\%$ de la valeur moyenne.

11.3 Calcul du facteur de rapport de pression différentielle x_T

Calculer x_T en utilisant les données obtenues en 10.2.

Lorsque $x = F_\gamma x_T$, alors $Q = Q_{\max(T)}$ et $Y = 0,667$.

$$x_T = \left[\frac{Q_{\max(T)}}{0,667 N_9 C p_1} \right]^2 \left[\frac{MT_1 Z}{F_\gamma} \right] \quad (23)$$

Si l'air est utilisé comme fluide d'essai, $F_\gamma = 1$, $M = 28,97$ kg/kmol et $Z = 1$.

Une meilleure exactitude est obtenue lorsque les valeurs instantanées de p_1 et T_1 associées à la valeur de $Q_{\max}$ sont utilisées dans l'Équation (23).

11.4 Calcul du facteur de rapport de pression différentielle x_{TP}

Calculer x_{TP} en utilisant les données obtenues en 10.2.

Lorsque $x = F_\gamma x_{TP}$, alors $Q = Q_{\max(TP)}$ et $Y = 0,667$.

$$x_{TP} = \left[\frac{Q_{\max(TP)}}{0,667 N_9 F_p C p_1} \right]^2 \left[\frac{MT_1 Z}{F_\gamma} \right] \quad (24)$$

Si l'air est utilisé comme fluide d'essai, $F_\gamma = 1$, $M = 28,97$ kg/kmol et $Z = 1$.

11.5 Calcul du facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie F_p

Calculer F_p en utilisant les valeurs géométriques moyennes obtenues en 10.3.

$$F_p = \frac{C_{\text{pour la vanne installée avec raccords adjacents}}}{C} = \frac{\frac{Q}{N_9 p_1} \sqrt{\frac{MT_1}{x}}}{C} \quad (25)$$

Si l'air est utilisé comme fluide d'essai, $M = 28,97$ kg/kmol.

11.6 Calcul du facteur du nombre de Reynolds F_R pour les fluides compressibles

Utiliser les résultats d'essais obtenus comme cela est indiqué en 10.4 et les porter dans l'Équation (26) pour obtenir des valeurs du C apparent. Ce C apparent est équivalent à CF_R . F_R est donc obtenu en divisant le C apparent par le C expérimental déterminé pour la vanne d'essai dans les conditions normalisées à la même course.

$$CF_R = \frac{Q}{N_{22}} \sqrt{\frac{MT_1}{\Delta p (p_1 + p_2)}} \quad (26)$$

Étant entendu que les données peuvent être associées suivant toute procédure qui convient à l'expérimentateur, une méthode qui s'est avérée donner des résultats satisfaisants est celle impliquant l'utilisation du nombre de Reynolds, qui peut être calculé à partir de l'Équation (13), F_d étant calculé comme décrit en 11.8.

11.7 Calcul du coefficient de correction générique de vanne F_d

En utilisant les données obtenues en 10.5, calculer F_d à partir de l'Équation (14) ou de l'Équation (15) suivant le cas.

11.8 Calcul du coefficient C pour équipements internes à petit débit

En utilisant les données obtenues en 10.6, calculer C à partir de l'Équation suivante et faire la moyenne des résultats:

$$C = \frac{Q}{N_{22}} \sqrt{\frac{MT_1}{10,75 p_1 \Delta p}} \quad (27)$$

Tableau 3 – Constantes numériques N

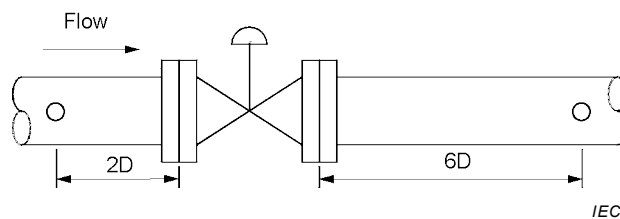
Constante	Coefficient de débit C		Unité(s) utilisée(s) dans les formules					
	K_v	C_v	Q	$p, \Delta p, p_v$	ρ	T	d	ν
N_1	$1,00 \times 10^{-1}$ 1,00	$8,65 \times 10^{-2}$ $8,65 \times 10^{-1}$	m^3/h m^3/h	kPa bar	kg/m^3 kg/m^3	–	–	–
N_4	$7,07 \times 10^{-2}$	$7,60 \times 10^{-2}$	m^3/h	–	–	–	–	m^2/s
N_9 ($t_s = 0^\circ C$)	$2,46 \times 10^1$ $2,46 \times 10^3$	$2,12 \times 10^1$ $2,12 \times 10^3$	m^3/h m^3/h	kPa bar	–	K K	–	–
N_9 ($t_s = 15^\circ C$)	$2,60 \times 10^1$ $2,60 \times 10^3$	$2,25 \times 10^1$ $2,25 \times 10^3$	m^3/h m^3/h	kPa bar	–	K K	–	–
N_{18}	$8,65 \times 10^{-1}$	1,00	–	–	–	–	mm	–
N_{21}	$1,3 \times 10^{-1}$ $1,3 \times 10^{-1}$	$1,4 \times 10^{-3}$ $1,4 \times 10^{-1}$	–	kPa bar	–	–	–	–
N_{22} ($t_s = 0^\circ C$)	$1,73 \times 10^1$ $1,73 \times 10^3$	$1,50 \times 10^1$ $1,50 \times 10^3$	m^3/h m^3/h	kPa bar	–	K K	–	–
N_{22} ($t_s = 15^\circ C$)	$1,84 \times 10^1$ $1,84 \times 10^3$	$1,59 \times 10^1$ $1,59 \times 10^3$	m^3/h m^3/h	kPa bar	–	K K	–	–
N_{25}	$4,02 \times 10^{-2}$	$4,65 \times 10^{-2}$	–	–	–	–	mm	–
N_{26}	$1,28 \times 10^7$	$9,00 \times 10^6$	m^3/h	–	–	–	–	m^2/s
N_{31}	$2,1 \times 10^4$	$1,9 \times 10^4$	m^3/h	–	–	–	–	m^2/s
N_{32}	$1,40 \times 10^2$	$1,27 \times 10^2$	–	–	–	–	mm	–

NOTE L'utilisation des constantes numériques fournies dans ce tableau avec les unités métriques spécifiées dans le même tableau produit des coefficients de débit dans les unités dans lesquelles ils sont définis.

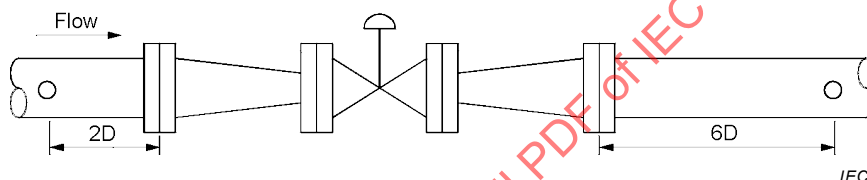
Annexe A (normative)

Exemples types de spécimens d'essai indiquant les emplacements appropriés des prises de pression

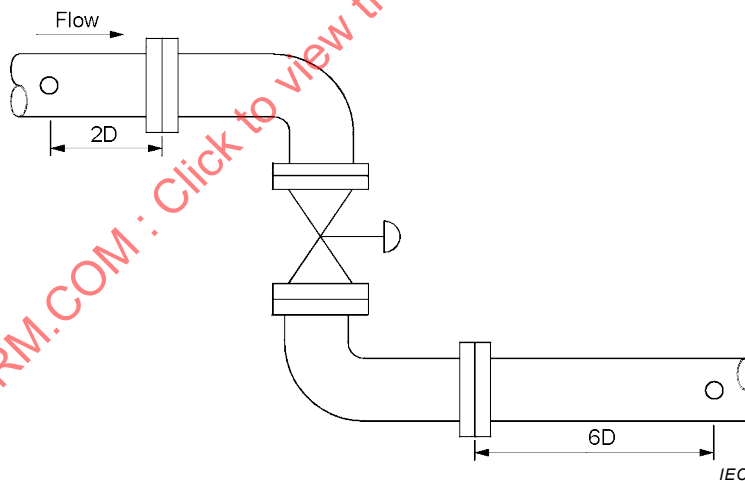
Les vannes de régulation sont installées selon différentes configurations de service. La Figure A.1 représente plusieurs configurations courantes ainsi que les emplacements des prises de pression associés.



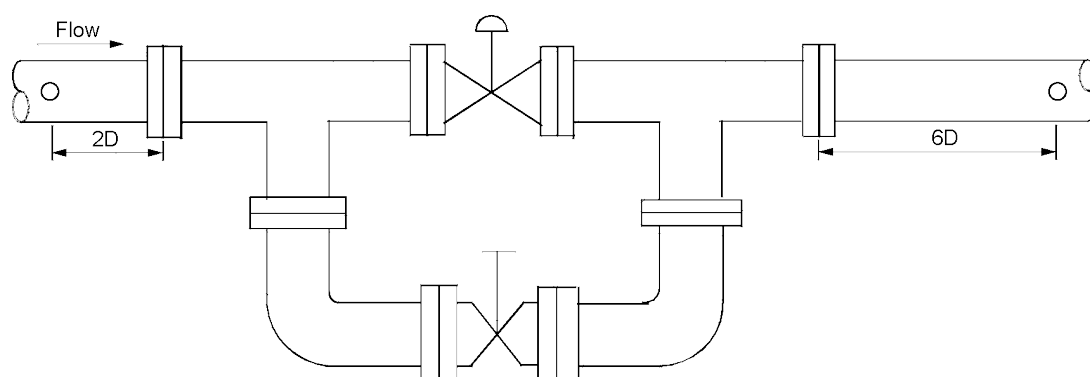
a) Vanne de régulation



b) Vanne de régulation avec convergent et divergent



c) Vanne de régulation avec coudes



d) Vanne de régulation avec robinet de contournement (ou by-pass)

Anglais	Français
Flow	Écoulement

Figure A.1 – Exemples types de spécimens d'essai indiquant les emplacements appropriés des prises de pression

Il convient de noter que toutes les procédures et équations de réduction de données présentées dans le présent document partent de l'hypothèse que les emplacements des prises de pression amont et aval se situent dans le même plan horizontal, c'est-à-dire que le changement d'altitude entre les emplacements des prises n'est pas inclus dans la réduction des données.

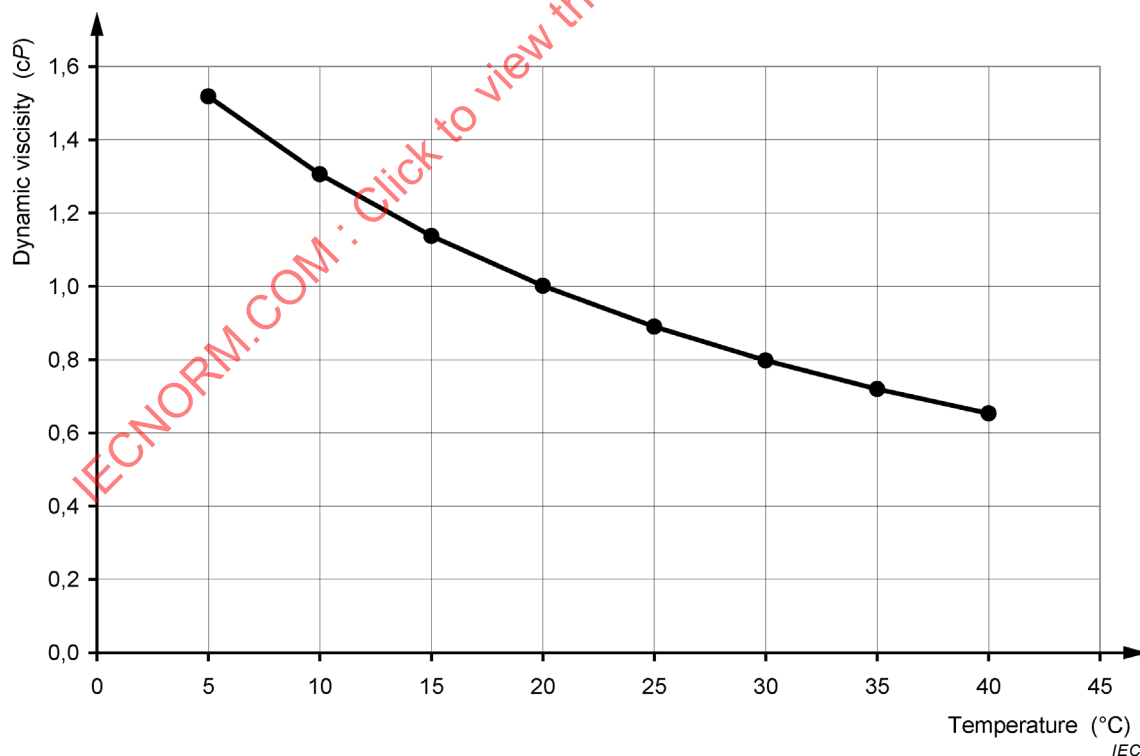
Annexe B (informative)

Données techniques

Les tableaux suivants présentent les données techniques à utiliser dans les calculs contenus dans la présente norme. Les propriétés des fluides sont présentées dans le Tableau B.1 (eau douce) et dans le Tableau B.2 (air). Les données résultant de la géométrie de la tuyauterie sont présentées dans le Tableau B.3.

Tableau B.1 – Propriétés de l'eau

Température °C	Masse volumique ρ/ρ_0	Viscosité dynamique Cp	Viscosité cinématique	
			cSt	m ² /s
5	1,000865	1,5181	1,5182	1,5182E-06
10	1,000600	1,3059	1,3063	1,3063E-06
15	1,000000	1,1375	1,1386	1,1386E-06
20	0,999104	1,0016	1,0034	1,0034E-06
25	0,997943	0,8901	0,8927	8,9272E-07
30	0,996544	0,7973	0,8008	8,0083E-07
35	0,994926	0,7193	0,7236	7,2363E-07
40	0,993108	0,6530	0,6581	6,5810E-07



Anglais	Français
Dynamic viscosity	Viscosité dynamique
Temperature	Température

Figure B.1 – Viscosité dynamique de l'eau