

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC
534-8-3**

Première édition
First edition
1995-08

Vannes de régulation des processus industriels –

Partie 8:

Considérations sur le bruit –

Section 3: Calcul du bruit généré par un débit
aérodynamique

Industrial-process control valves –

Part 8:

Noise considerations –

Section 3: Control valve aerodynamic noise
prediction method



Numéro de référence
Reference number
CEI/IEC 534-8-3: 1995

Validité de la présente publication

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

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

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

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

Terminologie

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

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

Symboles graphiques et littéraux

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

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

et pour les appareils électromédicaux,

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

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

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

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

Validity of this publication

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

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

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

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

Terminology

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

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

Graphical and letter symbols

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

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

and for medical electrical equipment,

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

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

IEC publications prepared by the same technical committee

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

NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD

CEI
IEC
534-8-3

Première édition
First edition
1995-08

Vannes de régulation des processus industriels –

Partie 8:

Considérations sur le bruit –

Section 3: Calcul du bruit généré par un débit
aérodynamique

Industrial-process control valves –

Part 8:

Noise considerations –

Section 3: Control valve aerodynamic noise
prediction method

© CEI 1995 Droits de reproduction réservés — Copyright — all rights reserved

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

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

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



Commission Electrotechnique Internationale
International Electrotechnical Commission
Международная Электротехническая Комиссия

CODE PRIX
PRICE CODE

X

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

SOMMAIRE

	Pages
AVANT-PROPOS	4
INTRODUCTION.....	6
 Articles	
1 Domaine d'application et limitations.....	8
2 Références normatives	8
3 Définitions	10
4 Symboles.....	10
5 Vannes munies d'un équipement interne standard	16
5.1 Pressions et rapports de pression	16
5.2 Définition des régimes	18
5.3 Calculs préliminaires.....	20
5.4 Régime I (écoulement subsonique)	22
5.5 Régimes II à V (calculs communs)	24
5.6 Calculs de bruit.....	28
5.7 Organigramme.....	34
6 Vannes munies d'un équipement interne à réduction de bruit.....	34
6.1 Introduction	34
6.2 Equipement interne monoétagé à chemins d'écoulement multiples	34
6.3 Equipement interne à chemin d'écoulement unique, à détente multiétagée (deux étages ou plus)	36
6.4 Equipement interne multiétagé à chemins d'écoulement multiples (deux chemins ou plus, deux étages ou plus)	38
6.5 Vannes non couvertes par la présente section	40
 Figures	 42
 Annexes	
A Exemples de calcul.....	46
B Bibliographie	96

CONTENTS

	Page
FOREWORD.....	5
INTRODUCTION.....	7
Clause	
1 Scope and limitations.....	9
2 Normative references.....	9
3 Definitions	11
4 Symbols.....	11
5 Valves with standard trim.....	17
5.1 Pressures and pressure ratios	17
5.2 Regime definition.....	19
5.3 Preliminary calculations	21
5.4 Regime I (subsonic flow).....	23
5.5 Regimes II to V (common calculations).....	25
5.6 Noise calculations.....	29
5.7 Calculation flow chart.....	35
6 Valves with noise reducing trim.....	35
6.1 Introduction.....	35
6.2 Single stage, multiple flow passage trim.....	35
6.3 Single flow path, multistage pressure reduction trim (two or more throttling steps)	37
6.4 Multi-path, multistage trim (two or more passages and two or more stages)....	39
6.5 Valves not included in this section.....	41
Figures	43
Annexes	
A Calculation examples.....	47
B Bibliography	96

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

Partie 8: Considérations sur le bruit – Section 3: Calcul du bruit généré par un débit aérodynamique

AVANT-PROPOS

- 1) La CEI (Commission Electrotechnique Internationale) est une organisation mondiale de normalisation composée de l'ensemble des comités électrotechniques nationaux (Comités nationaux de la CEI). La CEI a pour objet de favoriser la coopération internationale pour toutes les questions de normalisation dans les domaines de l'électricité et de l'électronique. A cet effet, la CEI, entre autres activités, publie des Normes internationales. Leur élaboration est confiée à des comités d'études, aux travaux desquels tout Comité national intéressé par le sujet traité peut participer. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec la CEI, participent également aux travaux. La CEI collabore étroitement avec l'Organisation Internationale de Normalisation (ISO), selon des conditions fixées par accord entre les deux organisations.
- 2) Les décisions ou accords officiels de la CEI en ce qui concerne les questions techniques, préparés par les comités d'études où sont représentés tous les Comités nationaux s'intéressant à ces questions, expriment dans la plus grande mesure possible un accord international sur les sujets examinés.
- 3) Ces décisions constituent des recommandations internationales publiées sous forme de normes, de rapports techniques ou de guides et agréées comme telles par les Comités nationaux.
- 4) Dans le but d'encourager l'unification internationale, les Comités nationaux de la CEI s'engagent à appliquer de façon transparente, dans toute la mesure possible, les Normes internationales de la CEI dans leurs normes nationales et régionales. Toute divergence entre la norme de la CEI et la norme nationale ou régionale correspondante doit être indiquée en termes clairs dans cette dernière.

La Norme internationale CEI 534-8-3 a été établie par le sous-comité 65B: Dispositifs, du comité d'études 65 de la CEI: Mesure et commande dans les processus industriels.

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

DIS	Rapport de vote
65B/231/DIS	65B/254/RVD

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

Les annexes A et B sont données uniquement à titre d'information.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –

Part 8: Noise considerations –
Section 3: Control valve aerodynamic noise prediction method

FOREWORD

- 1) The IEC (International Electrotechnical Commission) is a worldwide organization for standardization comprising all national electrotechnical committees (IEC National Committees). The object of the IEC is to promote international cooperation on all questions concerning standardization in the electrical and electronic fields. To this end and in addition to other activities, the IEC publishes International Standards. 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. The 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 the IEC on technical matters, prepared by technical committees on which all the National Committees having a special interest therein are represented, express, as nearly as possible, an international consensus of opinion on the subjects dealt with.
- 3) They have the form of recommendations for international use published in the form of standards, technical reports or guides and they are accepted by the National Committees in that sense.
- 4) In order to promote international unification, IEC National Committees undertake to apply IEC International Standards transparently to the maximum extent possible in their national and regional standards. Any divergence between the IEC Standard and the corresponding national or regional standard shall be clearly indicated in the latter.

International Standard IEC 534-8-3 has been prepared by sub-committee 65B: Devices, of IEC technical committee 65: Industrial-process measurement and control.

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

DIS	Report on voting
65B/231/DIS	65B/254/RVD

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

Annexes A and B are for information only.

INTRODUCTION

La puissance mécanique intrinsèque de l'écoulement et les coefficients de rendement acoustique sont calculés à différents régimes. Ces coefficients de rendement acoustique donnent la proportion de l'énergie mécanique convertie en énergie acoustique interne.

Cette méthode pourvoit également au calcul de la pression acoustique interne et de la fréquence dominante de cette pression acoustique, qui revêt une importance particulière dans le calcul de l'atténuation de la tuyauterie.

Actuellement, la connaissance du niveau de pression sonore à l'extérieur de la tuyauterie est une exigence courante des utilisateurs de vannes, particulièrement à 1 m en aval de la vanne et à 1 m de la paroi de la tuyauterie. La présente section offre une méthode permettant d'établir cette valeur.

Les équations de cette section reprennent les coefficients de dimensionnement de vanne déjà utilisés dans la CEI 534-1, la CEI 534-2 et la CEI 534-2-2.

Dans une vanne de régulation courante, peu de bruit se propage à travers les parois de la vanne. Le bruit préoccupant est seulement celui qui se propage en aval de la vanne et à l'intérieur de la tuyauterie, puis s'échappe à travers les parois de la tuyauterie, et que l'on mesure spécifiquement à 1 m en aval du corps de vanne et à 1 m de distance de la surface extérieure de la tuyauterie.

Bien que cette méthode de prédiction ne puisse garantir des résultats réels sur site, elle fournit des résultats précis à 5 dB(A) près pour la majorité des données expérimentales recueillies dans des conditions de laboratoire (suivant la CEI 534-8-1) moyennant les limitations ci-dessus.

La majeure partie des données expérimentales utilisées pour valider la méthode a été fournie par des essais à l'air à pression et température modérées; cependant on pense que cette méthode est généralement applicable à d'autres gaz et vapeurs et à des pressions plus élevées. Les incertitudes deviennent plus grandes lorsque le fluide s'éloigne des conditions des gaz parfaits, à des températures extrêmes et pour des pressions aval très différentes de la pression atmosphérique, ou près du point critique. Les équations comprennent des termes tenant compte de la masse volumique et du rapport des chaleurs massiques du fluide.

NOTE - Des essais en laboratoire à l'air jusqu'à 1 830 kPa (18,3 bar) de pression amont et jusqu'à 1 600 kPa (16 bar) de pression aval, et des essais à la vapeur jusqu'à 225 °C ont montré une bonne concordance avec les valeurs calculées.

Les équations d'atténuation sont basées sur une analyse rigoureuse de l'interaction entre les ondes sonores existant dans la tuyauterie et les nombreuses fréquences de coïncidence dans la paroi de la tuyauterie. Les larges tolérances d'épaisseur de paroi permises pour les tuyauteries d'usage commercial limitent sévèrement la validité des formulations mathématiques très complexes que nécessiterait une analyse rigoureuse; c'est pourquoi on utilise une méthode simplifiée.

On trouvera dans l'annexe A des exemples de calcul.

Cette méthode est fondée sur les normes CEI citées à l'article 2 et les références dont la liste figure en annexe B.

INTRODUCTION

The mechanical stream power, as well as acoustical efficiency factors, are calculated for various flow regimes. These acoustical efficiency factors give the proportion of the mechanical stream power which is converted into internal sound power.

This method also provides for the calculation of the internal sound pressure and the peak frequency for this sound pressure, which is of special importance in the calculation of the pipe transmission loss.

At present, a common requirement by valve users is the knowledge of the sound pressure level outside the pipe, typically 1 m downstream of the valve and 1 m from the pipe wall. This section offers a method to establish this value.

The equations in this section make use of the valve sizing factors as used in IEC 534-1, IEC 534-2, and IEC 534-2-2.

In the usual control valve, little noise travels through the wall of the valve. The noise of interest is only that which travels downstream of the valve and inside of the pipe and then escapes through the wall of the pipe to be measured typically at 1 m downstream of the valve body and 1 m away from the outer pipe wall.

Although this prediction method cannot guarantee actual results in the field, it yields calculated predictions within 5 dB(A) for the majority of noise data from tests under laboratory conditions (reference IEC 534-8-1).

The bulk of the test data used to validate the method was generated using air at moderate pressures and temperatures, however, it is believed that the method is generally applicable to other gases and vapours and at higher pressures. Uncertainties become greater as the fluid behaves less perfectly for extreme temperatures and for downstream pressures far different from atmospheric, or near the critical point. The equations include terms which account for fluid density and the ratio of specific heat.

NOTE – Laboratory air tests conducted with up to 1 830 kPa (18,3 bar) upstream pressure and up to 1 600 kPa (16,0 bar) downstream pressure and steam tests up to 225 °C showed good agreement with the calculated values.

The transmission loss equations are based on a rigorous analysis of the interaction between the sound waves existing in the pipe and the many coincidence frequencies in the pipe wall. The wide tolerances in pipe wall thickness allowed in commercial pipe severely limit the value of the very complicated mathematical approach required for a rigorous analysis; therefore, a simplified method is used.

Example calculations are given in annex A.

This method is based on the IEC standards listed in clause 2 and the references given in annex B.

VANNES DE RÉGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS –

Partie 8: Considérations sur le bruit –

Section 3: Calcul du bruit généré par un débit aérodynamique

1 Domaine d'application et limitations

La présente section de la Norme internationale CEI 534-8 établit une méthode théorique pour prévoir le niveau de pression sonore extérieur engendré dans une vanne de régulation par le débit d'un fluide compressible.

Cette méthode ne considère que les régimes monophasiques de gaz et vapeurs secs, et elle est basée sur la loi des gaz parfaits.

La présente norme ne concerne que le bruit engendré par les processus aérodynamiques dans les vannes et les tuyauteries adjacentes. Elle ne tient compte d'aucun bruit pouvant être engendré par des réflexions, des vibrations mécaniques, des régimes instables, ou d'autres phénomènes imprévisibles.

Actuellement, les prédictions sont limitées à une vitesse maximale de Mach 0,3 à l'orifice de sortie de la vanne. On suppose une tuyauterie aval droite idéale.

La méthode est applicable aux vannes monoétagées suivantes: à soupape (à simple et double siège), papillon, d'angle, à obturateur rotatif (excentré, sphérique), à tournant sphérique, et vannes à cage. Les vannes à tournant sphérique à passage direct pour lesquelles le produit $F_p C$ dépasse 50 % du coefficient de débit nominal sont nommément exclues.

Pour les limitations concernant des vannes spéciales à faible niveau de bruit et d'autres vannes non couvertes par la présente norme, voir 6.5.

2 Références normatives

Les documents normatifs suivants contiennent des dispositions, qui par suite de la référence qui y est faite, constituent des dispositions pour la présente section de la CEI 534-8. Au moment de la publication, les éditions indiquées étaient en vigueur. Tout document normatif est sujet à révision et les parties prenantes aux accords fondés sur la présente section de la CEI 534-8 sont invitées à rechercher la possibilité d'appliquer les éditions les plus récentes des documents normatifs indiqués ci-après. Les membres de la CEI et de l'ISO possèdent le registre des documents normatifs en vigueur.

CEI 534-1: 1987, *Vannes de régulation des processus industriels – Première partie: Terminologie des vannes de régulation et considérations générales*

CEI 534-2: 1978, *Vannes de régulation des processus industriels – Deuxième partie: Capacité d'écoulement – Section un: Equations de dimensionnement des vannes de régulation pour l'écoulement des fluides incompressibles dans les conditions d'utilisation*

CEI 534-2-2: 1980, *Vannes de régulation des processus industriels – Deuxième partie: Capacité d'écoulement – Section deux: Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides compressibles dans les conditions d'installation*

INDUSTRIAL-PROCESS CONTROL VALVES –

Part 8: Noise considerations – Section 3: Control valve aerodynamic noise prediction method

1 Scope and limitations

This section of International Standard IEC 534-8 establishes a theoretical method to predict the external sound-pressure level generated in a control valve by the flow of compressible fluids.

This method considers only single-phase dry gases and vapours and is based on the perfect gas laws.

This section addresses only the noise generated by aerodynamic processes in valves and in the connected piping. It does not consider any noise generated by reflections, mechanical vibrations, unstable flow patterns, and other unpredictable behaviour.

At this time, predictions are limited to a downstream maximum velocity in the valve outlet port of 0,3 Mach. Ideal straight pipe is assumed downstream.

The method is applicable to the following single-stage valves: globe (single and double seated), butterfly, angle, rotary plug (eccentric, spherical), ball, and valves with cage trims. Specifically excluded are the full bore ball valves where the product $F_p C$ exceeds 50 % of the rated flow coefficient.

For limitations on special low noise trims not covered by this section, see 6.5.

2 Normative references

The following normative documents contain provisions which, through reference in this text, constitute provisions of this section of IEC 534-8. At the time of publication, the editions indicated were valid. All normative documents are subject to revision, and parties to agreements based on this section of IEC 534-8 are encouraged to investigate the possibility of applying the most recent editions of the normative documents indicated below. Members of IEC and ISO maintain registers of currently valid normative documents.

IEC 534-1: 1987, *Industrial-process control valves – Part 1: Control valve terminology and general considerations*

IEC 534-2: 1978, *Industrial-process control valves – Part 2: Flow capacity – Section One: Sizing equations for incompressible fluid flow under installed conditions*

IEC 534-2-2: 1980, *Industrial-process control valves – Part 2: Flow capacity – Section Two: Sizing equations for compressible fluid flow under installed conditions*

CEI 534-2-3: 1983, *Vannes de régulation des processus industriels – Deuxième partie: Capacité d'écoulement – Section trois: Procédures d'essai*

CEI 534-8-1: 1986, *Vannes de régulation des processus industriels – Huitième partie: Considérations sur le bruit – Section un: Mesure en laboratoire du bruit créé par un écoulement aérodynamique dans une vanne de régulation*

3 Définitions

Pour les besoins de la présente Norme internationale, toutes les définitions données dans d'autres parties de la publication CEI 534 s'appliquent, ainsi que les définitions suivantes:

3.1 rendement acoustique: Rapport entre l'énergie de l'écoulement transformée en énergie acoustique et l'énergie de l'écoulement.

3.2 première fréquence de coïncidence: La plus faible fréquence à laquelle le nombre d'ondes axiales de l'onde acoustique et le nombre d'ondes axiales de la structure sont égaux pour un mode circonférentiel donné, ce qui se traduit par une atténuation minimale.

3.3 vanne papillon à disque dentelé: Une vanne papillon dont la (ou les) face(s) du disque comprend (ou comprennent) des dentelures. Ces dentelures ont pour but de profiler l'écoulement sans interrompre la ligne d'étanchéité ou la surface d'étanchéité.

3.4 chemin d'écoulement indépendant: Orifice à la sortie duquel la veine fluide n'est pas influencée par les veines fluides de chemin d'écoulement adjacent.

3.5 fréquence dominante: Fréquence à laquelle la pression sonore interne est maximale.

3.6 coefficient de correction générique de vanne F_d : Rapport entre le diamètre hydraulique d'un chemin d'écoulement unique et le diamètre d'un orifice circulaire de section équivalente à la somme des sections des chemins d'écoulement indépendants identiques, à une course donnée.

4 Symboles

Symbole	Définition	Unité
A	Surface d'un chemin d'écoulement unique	m^2
A_n	Surface totale de l'orifice du dernier étage d'une vanne multiétagée de n étages, à une course donnée	m^2
C	Coefficient de débit (K_v et C_v)	Diverses (voir CEI 534-1)
C_n	Coefficient de débit du dernier étage d'une vanne multiétagée de n étages	Diverses (voir CEI 534-1)
c_{vc}	Vitesse du son dans la <i>vena contracta</i> en régime subsonique	m/s
c_{vcc}	Vitesse du son de la <i>vena contracta</i> en régime critique	m/s
c_2	Vitesse du son dans les conditions en aval	m/s
D	Diamètre de sortie de la vanne	m

IEC 534-2-3: 1983, *Industrial-process control valves – Part 2: Flow capacity – Section Three: Test procedures*

IEC 534-8-1: 1986, *Industrial-process control valves – Part 8: Noise considerations – Section One: Laboratory measurement of noise generated by aerodynamic flow through control valves*

3 Definitions

For the purpose of this International Standard, all of the definitions given in other parts of IEC 534 shall apply with the addition of the following:

3.1 acoustical efficiency: The ratio of the stream power converted into sound to the stream power of the mass flow.

3.2 first coincidence frequency: The lowest frequency at which the acoustic and structural axial wave numbers are equal for a given circumferential mode, thus resulting in the minimum transmission loss.

3.3 fluted vane butterfly valve: A butterfly valve which has flutes (grooves) on the face(s) of the disk. These flutes are intended to shape the flow stream without altering the seating line or seating surface.

3.4 independent flow passage: A flow passage where the exiting flow is not affected by the exiting flow from adjacent flow passages.

3.5 peak frequency: The frequency at which the internal sound pressure is a maximum.

3.6 valve style modifier F_d : The ratio of the hydraulic diameter of a single flow passage to the diameter of a circular orifice, the area of which is equivalent to the sum of areas of all identical flow passages at a given travel.

4 Symbols

Symbol	Description	Unit
A	Area of a single flow passage	m^2
A_n	Total flow area of last stage of multistage trim with n stages at given travel	m^2
C	Flow coefficient (K_v and C_v)	Various (see IEC 534-1)
C_n	Flow coefficient for last stage of multistage trim with n stages	Various (see IEC 534-1)
c_{vc}	Speed of sound in the <i>vena contracta</i> at subsonic flow conditions	m/s
c_{vcc}	Speed of sound in the <i>vena contracta</i> at critical flow conditions	m/s
c_2	Speed of sound at downstream conditions	m/s
D	Valve outlet diameter	m

Symbole	Définition	Unité
d	Diamètre d'un chemin d'écoulement (si chemin d'écoulement non circulaire, utiliser d_H)	m
d_H	Diamètre hydraulique d'un chemin d'écoulement unique	m
D_i	Diamètre intérieur de la tuyauterie	m
D_j	Diamètre du jet à la <i>vena contracta</i>	m
d_o	Diamètre d'un chemin d'écoulement circulaire unique de section égale à la somme des sections de tous les chemins d'écoulement à une course donnée	m
F_d	Coefficient de correction générique de vanne	sans dimension
F_L	Facteur de récupération de pression du liquide dans une vanne sans raccords (voir note 4)	sans dimension
F_{LP}	Facteur combiné de récupération de pression du liquide et de géométrie de la tuyauterie d'une vanne avec raccords adjacents (voir note 4)	sans dimension
F_p	Facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie	sans dimension
f_o	Première fréquence de coïncidence de la tuyauterie	Hz
f_p	Fréquence dominante du bruit engendré	Hz
f_r	Fréquence d'anneau	Hz
l	Longueur d'un chemin d'écoulement radial	m
l_w	Périmètre mouillé d'une veine fluide unique	m
M	Masse moléculaire du fluide véhiculé	kg/kmol
M_i	Nombre de Mach d'un jet à expansion libre pour les régimes II à IV	sans dimension
M_{jn}	Nombre de Mach d'un jet à expansion libre du dernier étage d'une vanne multiétagée à n étages	sans dimension
M_{j5}	Nombre de Mach d'un jet à expansion libre pour le régime V	sans dimension
M_o	Nombre de Mach à la sortie de la vanne	sans dimension
M_{vc}	Nombre de Mach à la <i>vena contracta</i>	sans dimension
M_2	Nombre de Mach dans la tuyauterie aval	sans dimension
\dot{m}	Débit massique	kg/s
\dot{m}_s	Débit massique à la vitesse sonique	kg/s
N	Constantes numériques (voir tableau 1)	Diverses
N_o	Nombre de chemins d'écoulement indépendants et identiques à travers l'équipement interne	sans dimension
NPS_i	Niveau de pression sonore interne sur la paroi de la tuyauterie	dB (ref P_o)
NPS_g	Correction relative au nombre de Mach	dB (ref P_o)
NPS_{wi}	Niveau de puissance sonore interne totale	dB (ref P_o)

Symbol	Description	Unit
d	Diameter of a flow passage (for other than circular, use d_H)	m
d_H	Hydraulic diameter of a single flow passage	m
D_i	Internal pipe diameter	m
D_j	Jet diameter at the <i>vena contracta</i>	m
d_o	Diameter of a circular orifice, the area of which equals the sum of areas of all flow passages at a given travel	m
F_d	Valve style modifier	Dimensionless
F_L	Liquid pressure recovery factor of a valve without attached fittings (see note 4)	Dimensionless
F_{LP}	Combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor of a control valve with attached fittings (see note 4)	Dimensionless
F_p	Piping geometry factor	Dimensionless
f_o	First coincidence pipe frequency	Hz
f_p	Generated peak frequency	Hz
f_r	Ring frequency	Hz
l	Length of a radial flow passage	m
l_w	Wetted perimeter of a single flow passage	m
L_g	Correction for Mach number	dB (ref P_o)
L_{pAe}	A-weighted sound-pressure level external of pipe	dB(A) (ref P_o)
$L_{pAe,1m}$	A-weighted sound-pressure level 1 m from pipe wall	dB(A) (ref P_o)
L_{pi}	Internal sound-pressure level at pipe wall	dB (ref P_o)
L_{wi}	Total internal sound power level	dB (ref P_o)
M	Molecular mass of flowing fluid	kg/kmol
M_j	Freely expanded jet Mach number in regimes II to IV	Dimensionless
M_{jn}	Freely expanded jet Mach number of last stage in multistage valve with n stages	Dimensionless
M_{j5}	Freely expanded jet Mach number in regime V	Dimensionless
M_o	Mach number at valve outlet	Dimensionless
M_{vc}	Mach number at the <i>vena contracta</i>	Dimensionless
M_2	Mach number in downstream pipe	Dimensionless
\dot{m}	Mass flow rate	kg/s
\dot{m}_s	Mass flow rate at sonic velocity	kg/s
N	Numerical constants (see table 1)	Various
N_o	Number of independent and identical flow passages in valve trim	Dimensionless

Symbole	Définition	Unité
$NPSA_e$	Niveau de pression sonore à l'extérieur de la tuyauterie, en pondération A	dB(A) (ref P_0)
$NPSA_{e,1m}$	Niveau de pression sonore à 1 m de la tuyauterie, en pondération A	dB(A) (ref P_0)
p_a	Pression atmosphérique réelle à l'extérieur de la tuyauterie	Pa (voir note 3)
p_n	Pression intermédiaire en amont du dernier étage d'une vanne multiétagée à n étages	Pa
p_0	Pression sonore de référence = 2×10^{-5}	Pa
p_s	Pression atmosphérique standard (voir note 1)	Pa
p_{vc}	Pression absolue à la <i>vena contracta</i> en régime subsonique	Pa
p_{vcc}	Pression absolue à la <i>vena contracta</i> en régime critique	Pa
p_1	Pression absolue à l'entrée de la vanne	Pa
p_2	Pression absolue à la sortie de la vanne	Pa
p_{2B}	Pression absolue à la sortie de la vanne au point de rupture	Pa
p_{2C}	Pression absolue à la sortie de la vanne en régime critique	Pa
p_{2CE}	Pression absolue à la sortie de la vanne délimitant la zone de rendement acoustique constant	Pa
R	Constante universelle = 8 314	J/kmol x K
T_n	Température absolue à l'entrée du dernier étage d'une vanne multiétagée à n étages	K
T_{vc}	Température absolue à la <i>vena contracta</i> en régime subsonique	K
T_{vcc}	Température absolue à la <i>vena contracta</i> en régime critique	K
T_1	Température absolue à l'entrée	K
T_2	Température absolue à la sortie	K
TL	Atténuation corrigée à la fréquence dominante	dB
TL_{fr}	Atténuation à la fréquence d'anneau	dB
ΔTL_{fr}	Différence entre TL_{fr} et TL	dB
t_p	Épaisseur de paroi de la tuyauterie	m
U_{vc}	Vitesse à la <i>vena contracta</i> en régime subsonique	m/s
W_a	Puissance sonore	W
W_m	Puissance intrinsèque de l'écoulement	W
W_{ms}	Puissance intrinsèque de l'écoulement à vitesse sonique	W
W_0	Puissance sonore de référence = 10^{-12}	W
α	Coefficient de correction de récupération	sans dimension

Symbol	Description	Unit
p_a	Actual atmospheric pressure outside pipe	Pa (see note 3)
p_n	Absolute stagnation pressure at last stage of multistage valve with n stages	Pa
P_0	Reference sound pressure = 2×10^{-5}	Pa
p_s	Standard atmospheric pressure (see note 1)	Pa
p_{vc}	Absolute <i>vena contracta</i> pressure at subsonic flow conditions	Pa
p_{vcc}	Absolute <i>vena contracta</i> pressure at critical flow conditions	Pa
p_1	Valve inlet absolute pressure	Pa
p_2	Valve outlet absolute pressure	Pa
p_{2B}	Valve outlet absolute pressure at break point	Pa
p_{2C}	Valve outlet absolute pressure at critical flow conditions	Pa
p_{2CE}	Valve outlet absolute pressure where region of constant acoustical efficiency begins	Pa
R	Universal gas constant = 8 314	J/kmol x K
T_n	Inlet absolute temperature at last stage of multistage valve with n stages	K
T_{vc}	<i>Vena contracta</i> absolute temperature at subsonic flow conditions	K
T_{vcc}	<i>Vena contracta</i> absolute temperature at critical flow conditions	K
T_1	Inlet absolute temperature	K
T_2	Outlet absolute temperature	K
TL	Transmission loss corrected for peak frequency	dB
TL_{fr}	Transmission loss at ring frequency	dB
ΔTL_{fr}	Differential between TL_{fr} and TL	dB
t_p	Pipe wall thickness	m
U_{vc}	<i>Vena contracta</i> velocity at subsonic flow conditions	m/s
W_a	Sound power	W
W_m	Stream power of mass flow	W
W_{ms}	Stream power of mass flow rate at sonic velocity	W
W_0	Reference sound power = 10^{-12}	W
α	Recovery correction factor	Dimensionless
γ	Specific heat ratio	Dimensionless

Symbole	Définition	Unité
γ	Rapport des chaleurs massiques	sans dimension
η	Coefficient de rendement acoustique (voir note 2)	sans dimension
ρ_1	Masse volumique du fluide p_1 et T_1	kg/m ³
ρ_2	Masse volumique du fluide p_2 et T_2	kg/m ³
ρ_n	Masse volumique du fluide au dernier étage d'une vanne multiétagée à n étages, à p_n et T_n	kg/m ³
Φ	Coefficient de débit relatif	sans dimension

NOTES

- 1 La pression atmosphérique standard est 101,325 kPa or 1,01325 bar.
- 2 Les indices 1, 2, 3, 4 et 5 désignent respectivement les régimes I, II, III, IV et V.
- 3 1 bar = 10² kPa = 10⁵ Pa.
- 4 Pour le calcul de la pression à la *vena contracta*, et donc de la vitesse, on supposera dans cette section que la récupération de pression des gaz est identique à celle des liquides.

5 Vannes munies d'un équipement interne standard

5.1 Pressions et rapports de pression

Plusieurs pressions et rapports de pression sont utilisés dans la procédure de prédiction de bruit. Ils sont décrits ci-dessous.

La *vena contracta* est la région de vitesse maximum et de pression minimum. Cette pression minimum qui ne peut être négative est calculée comme suit:

$$p_{vc} = p_1 - \frac{p_1 - p_2}{F_L^2} \quad (1)$$

NOTES

- 1 Cette équation représente la définition de F_L en régime subsonique.
- 2 Lorsque la vanne est munie de raccords adjacents, remplacer F_L par F_{LP}/F_p
- 3 Le coefficient F_L est nécessaire pour le calcul de la pression à la *vena contracta*. La pression à la *vena contracta* est ensuite utilisée pour calculer la vitesse, qui est elle-même nécessaire pour déterminer le coefficient de rendement acoustique.

En régime critique, la pression à la *vena contracta* est calculée comme suit:

$$p_{vcc} = p_1 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2)$$

La pression aval critique, à laquelle commence le régime sonique à la *vena contracta* est calculée à partir de l'équation suivante:

$$p_{2C} = p_1 - F_L^2 (p_1 - p_{vcc}) \quad (3)$$

NOTE 4 - Lorsque la vanne est munie de raccords adjacents, remplacer F_L par F_{LP}/F_p .

Symbol	Description	Unit
η	Acoustical efficiency factor (see note 2)	Dimensionless
ρ_1	Density of fluid at p_1 and T_1	kg/m ³
ρ_2	Density of fluid at p_2 and T_2	kg/m ³
ρ_n	Density of fluid at last stage of multistage valve with n stages at p_n and T_n	kg/m ³
Φ	Relative flow coefficient	Dimensionless

NOTES

- 1 Standard atmospheric pressure is 101,325 kPa or 1,01325 bar.
- 2 Subscripts 1, 2, 3, 4 and 5 denote regimes I, II, III, IV and V respectively.
- 3 1 bar = 10² kPa = 10⁵ Pa.
- 4 For purposes of calculating the *vena contracta* pressure, and therefore velocity, in this section, pressure recovery for gases is assumed to be identical to that of liquids.

5 Valves with standard trim

5.1 Pressures and pressure ratios

There are several pressures and pressure ratios needed in the noise prediction procedure. They are given below.

The *vena contracta* is the region of maximum velocity and minimum pressure. This minimum pressure, which cannot be less than zero absolute, is calculated as follows:

$$p_{vc} = p_1 - \frac{p_1 - p_2}{F_L^2} \quad (1)$$

NOTES

- 1 This equation is the definition of F_L for subsonic conditions.
- 2 When the valve has attached fittings, replace F_L with F_{LP}/F_p .
- 3 The factor F_L is needed in the calculation of the *vena contracta* pressure. The *vena contracta* pressure is then used to calculate the velocity, which is needed to determine the acoustical efficiency factor.

At critical flow conditions, the pressure in the *vena contracta* is:

$$p_{vcc} = p_1 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2)$$

The critical downstream pressure where sonic flow in the *vena contracta* begins is calculated from the following equation:

$$p_{2C} = p_1 - F_L^2 (p_1 - p_{vcc}) \quad (3)$$

NOTE 4 – When the valve has attached fittings, replace F_L with F_{LP}/F_p .

Le coefficient de correction α est le rapport de deux rapports de pression: 1) le rapport de la pression d'entrée à la pression de sortie en régime critique et 2) le rapport de la pression d'entrée à la pression à la *vena contracta* en régime critique. Il s'écrit comme suit:

$$\alpha \equiv \frac{\left(\frac{p_1}{p_{2C}} \right)}{\left(\frac{p_1}{p_{vcc}} \right)} = \frac{p_{vcc}}{p_{2C}} \quad (4)$$

Le point auquel le mécanisme d'interaction turbulent – ondes de choc (régime IV) commence à dominer le spectre de bruit par rapport au mécanisme turbulent-cisaillement (régime III) est connu comme le point de rupture. Voir 5.2 pour une description de ces régimes. La pression aval au point de rupture est:

$$P_{2B} = \frac{p_1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (5)$$

La pression aval à laquelle commence la région de rendement acoustique constant (régime V) est calculée comme suit:

$$P_{2CE} = \frac{p_1}{22 \alpha} \quad (6)$$

5.2 Définition des régimes

Une vanne de régulation règle le débit en transformant l'énergie potentielle (de pression) en turbulence. Le bruit dans une vanne de régulation résulte de la conversion d'une faible partie de cette énergie en énergie sonore. La plupart de l'énergie est convertie en chaleur.

Les différents régimes de génération de bruit résultent de différents phénomènes sonores ou de réactions entre les molécules du gaz et les cellules de choc soniques. Dans le régime I, l'écoulement est subsonique et le gaz est partiellement recomprimé, ce qui explique l'influence du coefficient F_L . La génération de bruit dans ce régime est principalement du type dipole.

Dans le régime II, il existe un écoulement sonique avec interaction entre les cellules de choc et un écoulement turbulent engorgé. La recompression diminue à mesure que l'on s'approche de la limite du régime II.

Dans le régime III, il n'y a pas de recompression isentropique. Le régime est supersonique et le mécanisme de cisaillement-écoulement domine.

Dans le régime IV la structure de cellule de choc diminue avec la formation du disque de Mach. Le mécanisme dominant est l'interaction entre les cellules de choc et l'écoulement turbulent.

Dans le régime V, le rendement acoustique est constant; une diminution de p_2 n'entraîne plus d'accroissement du bruit.

The correction factor α is the ratio of two pressure ratios: 1) the ratio of inlet pressure to outlet pressure at critical flow conditions and 2) the ratio of inlet pressure to *vena contracta* pressure at critical flow conditions. It is defined as follows:

$$\alpha \equiv \frac{\left(\frac{p_1}{p_{2C}} \right)}{\left(\frac{p_1}{p_{vcc}} \right)} = \frac{p_{vcc}}{p_{2C}} \quad (4)$$

The point at which the shock cell-turbulent interaction mechanism (regime IV) begins to dominate the noise spectrum over the turbulent-shear mechanism (regime III) is known as the break point. See 5.2 for a description of these regimes. The downstream pressure at the break point is:

$$P_{2B} = \frac{p_1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (5)$$

The downstream pressure at which the region of constant acoustical efficiency (regime V) begins, is calculated as follows:

$$p_{2CE} = \frac{p_1}{22 \alpha} \quad (6)$$

5.2 Regime definition

A control valve controls flow by converting potential (pressure) energy into turbulence. Noise in a control valve results from the conversion of a small portion of this energy into sound. Most of the energy is converted into heat.

The different regimes of noise generation are the result of differing sonic phenomena or reactions between molecules in the gas and the sonic shock cells. In regime I, flow is subsonic and the gas is partially recompressed, thus the involvement of the factor F_L . Noise generation in this regime is predominantly dipole.

In regime II, sonic flow exists with interaction between shock cells and with turbulent choked flow mixing. Recompression decreases as the limit of regime II is approached.

In regime III, no isentropic recompression exists. The flow is supersonic, and the turbulent flow-shear mechanism dominates.

In regime IV, the shock cell structure diminishes as a Mach disk is formed. The dominate mechanism is shock cell-turbulent flow interaction.

In regime V, there is constant acoustical efficiency; a further decrease in p_2 will result in no increase in noise.

Pour un ensemble donné de conditions de service, le régime est déterminé comme suit:

Régime I	Si	$p_2 \geq p_{2c}$
Régime II	Si	$p_{2c} > p_2 \geq p_{vcc}$
Régime III	Si	$p_{vcc} > p_2 \geq p_{2B}$
Régime IV	Si	$p_{2B} > p_2 \geq p_{2CE}$
Régime V	Si	$p_{2CE} > p_2$

5.3 Calculs préliminaires

5.3.1 Coefficient de correction générique de la vanne F_d

Le coefficient de correction générique de la vanne est défini par:

$$F_d = \frac{d_H}{d_o} \quad (7a)$$

Le diamètre hydraulique d_H d'un chemin d'écoulement unique s'exprime comme suit:

$$d_H = \frac{4 A}{l_w} \quad (7b)$$

Le diamètre circulaire équivalent d_o d'un chemin d'écoulement unique de section égale à la somme des sections de tous les chemins d'écoulement s'exprime comme suit:

$$d_o = \sqrt{\frac{4 N_o A}{\pi}} \quad (7c)$$

Des valeurs indicatives de F_d sont données au tableau 2.

5.3.2 Diamètre du jet D_j

Le diamètre du jet est donné par l'équation suivante:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L} \quad (8)$$

NOTES

- 1 N_{14} est une constante numérique dont la valeur dépend du coefficient de débit (K_V ou C_V) utilisé. Les valeurs de cette constante figurent au tableau 1.
- 2 Utiliser la valeur de C à la course considérée, et non la valeur nominale de C de la vanne.
- 3 Lorsque la vanne est munie de raccords adjacents, remplacer F_L par F_{LP}/F_P .

For a given set of operating conditions, the regime is determined as follows:

Regime I	If: $p_2 \geq p_{2C}$
Regime II	If: $p_{2C} > p_2 \geq p_{vcc}$
Regime III	If: $p_{vcc} > p_2 \geq p_{2B}$
Regime IV	If: $p_{2B} > p_2 \geq p_{2CE}$
Regime V	If: $p_{2CE} > p_2$

5.3 Preliminary calculations

5.3.1 Valve style modifier F_d

The valve style modifier may be calculated by:

$$F_d = \frac{d_H}{d_o} \quad (7a)$$

The hydraulic diameter d_H of a single flow passage is determined by the following equation:

$$d_H = \frac{4 A}{l_w} \quad (7b)$$

The equivalent circular diameter d_o of the total flow area is given as follows:

$$d_o = \sqrt{\frac{4 N_o A}{\pi}} \quad (7c)$$

Typical values of F_d are given in table 2.

5.3.2 Jet diameter D_j

The jet diameter is given by the following equation:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L} \quad (8)$$

NOTES

- 1 N_{14} is a numerical constant, the values of which account for the specific flow coefficient (K_v or C_v) used. Values of the constants may be obtained from table 1.
- 2 Use the required C , not the valve rated value of C .
- 3 When the valve has attached fittings, replace F_L with F_{Lp}/F_p .

Tableau 1 – Constantes numériques N

Constante	Coefficient de débit	
	K_v	C_v
N_{14}	$4,9 \times 10^{-3}$	$4,6 \times 10^{-3}$
N_{15}	$1,5 \times 10^{-5}$	$1,3 \times 10^{-5}$
N_{16}	$4,23 \times 10^4$	$4,89 \times 10^4$

**Tableau 2 – Valeurs indicatives du coefficient de correction générique de vanne F_d
(origine de dimension nominale)**

Type de vanne	Sens du fluide	Coefficient de débit relatif ϕ					
		0,10	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
A soupape, clapet parabolique	Tend à ouvrir	0,10	0,15	0,25	0,31	0,39	0,46
	Tend à fermer	0,20	0,30	0,50	0,60	0,80	1,00
A soupape, clapet V-port à 3 V	Indifférent*	0,29	0,40	0,42	0,43	0,45	0,48
A soupape, clapet V-port à 4 V	Indifférent*	0,25	0,35	0,36	0,37	0,39	0,41
A soupape, clapet V-port à 6 V	Indifférent*	0,17	0,23	0,24	0,26	0,28	0,30
A soupape, à cage percée de 60 trous de même diamètre	Indifférent*	0,40	0,29	0,20	0,17	0,14	0,13
A soupape, à cage percée de 120 trous de même diamètre	Indifférent*	0,29	0,20	0,14	0,12	0,10	0,09
Papillon, à arbre non excentré, ouverture maximale 70°	Indifférent	0,26	0,34	0,42	0,50	0,53	0,57
Papillon, disque dentelé, ouverture maximale 70°	Indifférent	0,08	0,10	0,15	0,20	0,24	0,30
Disque plat à 60°	Indifférent						0,50
Obturbateur rotatif excentré	Indifférent	0,12	0,18	0,22	0,30	0,36	0,42
A secteur sphérique	Indifférent	0,60	0,65	0,70	0,75	0,78	0,80

NOTE – Ces valeurs sont données à titre indicatif; les valeurs exactes doivent être fournies par le fabricant.

* $p_1 - p_2$ limité dans le sens «fluide tend à fermer».

5.4 Régime I (écoulement subsonique)

La vitesse du gaz à la *vena contracta* est donnée par l'équation suivante:

$$U_{vc} = \sqrt{2 \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \left[1 - \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \frac{p_1}{\rho_1}} \tag{9}$$

La puissance intrinsèque de l'écoulement est calculée comme suit:

$$W_m = \frac{\dot{m}(U_{vc})^2}{2} \tag{10}$$

Table 1 – Numerical constants N

Constant	Flow coefficient	
	K_v	C_v
N_{14}	$4,9 \times 10^{-3}$	$4,6 \times 10^{-3}$
N_{15}	$1,5 \times 10^{-5}$	$1,3 \times 10^{-5}$
N_{16}	$4,23 \times 10^4$	$4,89 \times 10^4$

Table 2 – Typical values of valve style modifier F_d
(full size trim)

Valve type	Flow direction	Relative flow coefficient Φ					
		0,10	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
Globe, parabolic plug	To open	0,10	0,15	0,25	0,31	0,39	0,46
	To close	0,20	0,30	0,50	0,60	0,80	1,00
Globe, 3 V-port plug	Either*	0,29	0,40	0,42	0,43	0,45	0,48
Globe, 4 V-port plug	Either*	0,25	0,35	0,36	0,37	0,39	0,41
Globe, 6 V-port plug	Either*	0,17	0,23	0,24	0,26	0,28	0,30
Globe, 60 equal diameter hole drilled cage	Either*	0,40	0,29	0,20	0,17	0,14	0,13
Globe, 120 equal diameter hole drilled cage	Either*	0,29	0,20	0,14	0,12	0,10	0,09
Butterfly, swing-through (centered shaft), to 70°	Either	0,26	0,34	0,42	0,50	0,53	0,57
Butterfly, fluted vane, to 70°	Either	0,08	0,10	0,15	0,20	0,24	0,30
60° flat disk	Either						0,50
Eccentric rotary plug	Either	0,12	0,18	0,22	0,30	0,36	0,42
Segmented ball	Either	0,60	0,65	0,70	0,75	0,78	0,80

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

* Limited $p_1 - p_2$ in flow to close direction.

5.4 Regime I (subsonic flow)

The velocity of the gas in the *vena contracta* is given by the following equation:

$$U_{vc} = \sqrt{2 \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \left[1 - \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \frac{p_1}{\rho_1}} \quad (9)$$

The stream power of the mass flow is calculated as follows:

$$W_m = \frac{\dot{m}(U_{vc})^2}{2} \quad (10)$$

La température à la *vena contracta* en régime subsonique se calcule à partir de l'équation suivante:

$$T_{vc} = T_1 \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (11)$$

A la *vena contracta*, la vitesse du son est calculée comme suit:

$$c_{vc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vc}}{M}} \quad (12)$$

Le nombre de Mach à la *vena contracta* se calcule à partir de l'équation:

$$M_{vc} = \frac{U_{vc}}{c_{vc}} \quad (13)$$

Pour le régime I, le coefficient de rendement acoustique se calcule comme suit:

$$\eta_1 = (1 \times 10^{-4}) M_{vc}^{3,6} \quad (14)$$

La puissance sonore générée en régime I est donc:

$$W_a = \eta_1 W_m F_L^2 \quad (15)$$

NOTE - Lorsque la vanne est munie de raccords adjacents, remplacer F_L par F_{Lp}/F_p .

Bien que celle-ci ne soit pas nécessaire dans l'application de cette méthode, la puissance sonore interne totale peut être calculée comme suit:

$$L_{wi} = 10 \log_{10} \frac{W_a}{W_0} \quad (16)$$

Pour calculer la puissance sonore interne dans la tuyauterie, retrancher 6 dB de NPS_{wi} .

La fréquence dominante du bruit généré se calcule à partir de l'équation suivante:

$$f_p = \frac{0,2 U_{vc}}{D_j} \quad (17)$$

5.5 Régimes II à V (calculs communs)

Les calculs ci-après sont communs aux régimes II à V qui correspondent à des vitesses soniques ou supersoniques.

Pour un écoulement sonique (ou critique), la température à la *vena contracta* est donnée par:

$$T_{vcc} = \frac{2 T_1}{\gamma + 1} \quad (18)$$

The temperature in the *vena contracta* for subsonic flow is calculated from the following equation:

$$T_{vc} = T_1 \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (11)$$

In the *vena contracta*, the speed of sound is calculated as follows:

$$c_{vc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vc}}{M}} \quad (12)$$

The Mach number in the *vena contracta* may be calculated using the following equation:

$$M_{vc} = \frac{U_{vc}}{c_{vc}} \quad (13)$$

For regime I, the acoustical efficiency factor is calculated as follows:

$$\eta_1 = (1 \times 10^{-4}) M_{vc}^{3,6} \quad (14)$$

Thus, the sound power generated in regime I is:

$$W_a = \eta_1 W_m F_L^2 \quad (15)$$

NOTE – When the valve has attached fittings, replace F_L with F_{LP}/F_p .

Although not required for this method, the total sound power level may be calculated as follows:

$$L_{wi} = 10 \log_{10} \frac{W_a}{W_0} \quad (16)$$

To calculate pipe internal sound power, subtract 6 dB from L_{wi} .

The peak frequency of the generated noise is calculated from the following equation:

$$f_p = \frac{0,2 U_{vc}}{D_j} \quad (17)$$

5.5 Regimes II to V (common calculations)

The following calculations are common for regimes II through V, which are at sonic velocity or above.

For sonic (or critical) flow, the *vena contracta* temperature is given by:

$$T_{vcc} = \frac{2 T_1}{\gamma + 1} \quad (18)$$

La vitesse du son à la *vena contracta* peut se calculer à partir de l'équation suivante:

$$c_{vcc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vcc}}{M}} \quad (19)$$

La puissance intrinsèque de l'écoulement se calcule donc comme suit:

$$W_{ms} = \frac{\dot{m}_s c_{vcc}^2}{2} \quad (20)$$

Bien que celle-ci ne soit pas nécessaire dans l'application de cette méthode, la puissance sonore interne peut être calculée en utilisant l'équation (16) et l'équation (23), (26), (28) ou (32).

A la *vena contracta*, le nombre de Mach est calculé à partir de l'équation suivante, pour les régimes II à IV:

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} \quad (21)$$

5.5.1 Régime II

Pour le régime II, le coefficient de rendement acoustique est calculé à partir de l'équation suivante:

$$\eta_2 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 \quad (22)$$

NOTE – Lorsque la vanne est munie de raccords adjacents, remplacer F_L par F_{LP}/F_p .

La puissance sonore engendrée peut se calculer comme suit:

$$W_a = \eta_2 W_{ms} \left(\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{vcc}} \right) \quad (23)$$

La fréquence dominante est donc déterminée comme suit:

$$f_p = \frac{0,2 M_j c_{vcc}}{D_j} \quad (24)$$

5.5.2 Régime III

Pour le régime III, le coefficient de rendement acoustique se calcule comme suit:

$$\eta_3 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 \quad (25)$$

NOTE – Lorsque la vanne est munie de raccords adjacents, remplacer F_L par F_{LP}/F_p .

The velocity of sound in the *vena contracta* may be calculated using the following equation:

$$c_{vcc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vcc}}{M}} \quad (19)$$

Stream power is then calculated as follows:

$$W_{ms} = \frac{\dot{m}_s c_{vcc}^2}{2} \quad (20)$$

Although not required for this method, the internal sound power level is calculated using equation (16) and equation (23), (26), (28) or (32).

In the *vena contracta*, the Mach number is calculated from the following equation for regimes II through IV:

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} \quad (21)$$

5.5.1 Regime II

The acoustical efficiency factor for regime II is calculated from the following equation:

$$\eta_2 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 \quad (22)$$

NOTE – When the valve has attached fittings, replace F_L with F_{LP}/F_p .

The sound power generated may be calculated as follows:

$$W_a = \eta_2 W_{ms} \left(\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{vcc}} \right) \quad (23)$$

The peak frequency is then determined as follows:

$$f_p = \frac{0,2 M_j c_{vcc}}{D_j} \quad (24)$$

5.5.2 Regime III

In regime III, the acoustical efficiency factor is calculated as follows:

$$\eta_3 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 \quad (25)$$

NOTE – When the valve has attached fittings, replace F_L with F_{LP}/F_p .

La puissance sonore est donnée par l'équation suivante:

$$W_a = \eta_3 W_{ms} \quad (26)$$

La fréquence dominante est calculée à partir de l'équation (24).

5.5.3 Régime IV

Pour le régime IV, le coefficient de rendement acoustique se calcule comme suit:

$$\eta_4 = (1 \times 10^{-4}) \left(\frac{M_j^2}{2} \right) (\sqrt{2})^{6,6} F_L^2 \quad (27)$$

NOTE – Lorsque la vanne est munie de raccords adjacents, remplacer F_L par F_{LP}/F_p .

La puissance acoustique est alors donnée par l'équation suivante:

$$W_a = \eta_4 W_{ms} \quad (28)$$

La fréquence dominante est alors déterminée comme suit:

$$f_p = \frac{0,35 c_{vcc}}{1,25 D_j \sqrt{M_j^2 - 1}} \quad (29)$$

5.5.4 Régime V

Pour ce régime, le nombre de Mach du jet se calcule à partir de l'équation suivante:

$$M_{j5} = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[(22)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} \quad (30)$$

Le coefficient de rendement acoustique constant est déterminé comme suit:

$$\eta_5 = \left(1 \times 10^{-4} \left(\frac{M_{j5}^2}{2} \right) (\sqrt{2})^{6,6} F_L^2 \right) \quad (31)$$

NOTE – Lorsque la vanne est munie de raccords adjacents, remplacer F_L par F_{LP}/F_p .

La puissance sonore est alors calculée comme suit:

$$W_a = \eta_5 W_{ms} \quad (32)$$

La fréquence dominante pour le régime V est calculée à partir de l'équation (29) en remplaçant M_j par M_{j5} .

5.6 Calculs de bruit

La masse volumique en aval est calculée à partir de l'équation suivante:

The sound power is given by the following equation:

$$W_a = \eta_3 W_{ms} \quad (26)$$

The peak frequency is calculated from equation (24).

5.5.3 Regime IV

The acoustical efficiency factor in regime IV is calculated as follows:

$$\eta_4 = \left(1 \times 10^{-4}\right) \left(\frac{M_j^2}{2}\right) (\sqrt{2})^{6,6} F_L^2 \quad (27)$$

NOTE – When the valve has attached fittings, replace F_L with F_{LP}/F_p .

Sound power is then calculated from the following equation:

$$W_a = \eta_4 W_{ms} \quad (28)$$

The peak frequency for regime IV is then determined as follows:

$$f_p = \frac{0,35 C_{vcc}}{1,25 D_j \sqrt{M_j^2 - 1}} \quad (29)$$

5.5.4 Regime V

In this regime, the jet Mach number is calculated from the following equation:

$$M_{j5} = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[(22)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} \quad (30)$$

The constant acoustical efficiency factor is determined as follows:

$$\eta_5 = \left(1 \times 10^{-4}\right) \left(\frac{M_{j5}^2}{2}\right) (\sqrt{2})^{6,6} F_L^2 \quad (31)$$

NOTE – When the valve has attached fittings, replace F_L with F_{LP}/F_p .

Then, the sound power is calculated as follows:

$$W_a = \eta_5 W_{ms} \quad (32)$$

The peak frequency for regime V is calculated from equation (29) using M_{j5} instead of M_j .

5.6 Noise calculations

The downstream mass density is calculated from the following equation:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \tag{33}$$

La température en aval peut être déterminée en utilisant les relations thermodynamiques isenthalpiques, pourvu que les propriétés du fluide soient connues. Néanmoins, si les propriétés du fluide ne sont pas connues, on peut considérer T_2 comme approximativement égal à T_1 .

La vitesse du son en aval se calcule à partir de l'équation suivante:

$$c_2 = \sqrt{\frac{\gamma R T_2}{M}} \tag{34}$$

Le nombre de Mach à la sortie de la vanne se calcule en utilisant suivant le cas l'équation (35a) ou (35b).

$$M_o = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} \text{ pour le régime I uniquement} \tag{35a}$$

$$M_o = \frac{4 \dot{m}_s}{\pi D^2 \rho_2 c_2} \text{ pour tous les autres régimes} \tag{35b}$$

NOTE – Il convient que M_o ne dépasse pas 0,3. Si M_o dépasse 0,3, il y a dégradation de la précision.

Pour calculer le niveau de pression sonore interne, on peut utiliser l'équation suivante:

$$NPS_i = 10 \log_{10} \left[\frac{(8,0 \times 10^8) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] \tag{36}$$

NOTES

- 1 La pression sonore de référence P_o de l'équation (36) est de 2×10^{-5} Pa.
- 2 L'équation (36) tient compte de la puissance sonore engendrée par la vanne, qui est une source ponctuelle avec distribution sphérique. Environ 25 % de la puissance sonore sont irradiés dans la tuyauterie, et les constantes numériques comprennent un facteur «4» pour tenir compte de cela. L'équation (36) convertit la puissance sonore en niveau de pression sonore en tenant compte de la section de passage de la tuyauterie.

L'atténuation à la fréquence d'anneau au travers de la paroi de la tuyauterie se calcule comme suit:

$$TL_{fr} = 10 \log_{10} \left[\left(3,0 \cdot 10^{-13} \right) c_2^2 \left(\frac{D_i^2}{t_p^2} \right) \frac{1}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415} + 1 \right)} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] \tag{37}$$

NOTE – Le rapport p_a/p_s est une correction tenant compte de la pression barométrique locale.

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (33)$$

The downstream temperature T_2 may be determined by using thermodynamic isenthalpic relationships, provided that the necessary fluid properties are known. However, if the fluid properties are not known, T_2 may be taken as approximately equal to T_1 .

From the following equation, the downstream sonic velocity may be calculated:

$$c_2 = \sqrt{\frac{\gamma R T_2}{M}} \quad (34)$$

The Mach number at the valve outlet is calculated using equation (35a) or (35b) as appropriate.

$$M_o = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} \quad \text{for regime I only} \quad (35a)$$

$$M_o = \frac{4 \dot{m}_s}{\pi D^2 \rho_2 c_2} \quad \text{for all other regimes} \quad (35b)$$

NOTE 1 – M_o should not exceed 0,3. If M_o exceeds 0,3, then accuracy cannot be maintained.

To calculate the internal sound-pressure level, the following equation may be used:

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(8,0 \times 10^8) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] \quad (36)$$

NOTES

2 Reference pressure P_o in equation (36) is 2×10^{-5} Pa.

3 Equation (36) includes the sound power generated by the valve, which is a point source with spherical distribution. Approximately 25 % of the sound power is radiated into the pipe, and the numerical constant includes a factor of 4 to account for this. Equation (36) converts the sound power into sound pressure level based on the cross-sectional area of the pipe.

The transmission loss across the pipe wall at the ring frequency is calculated as follows:

$$TL_{fr} = 10 \log_{10} \left[(3,0 \times 10^{-13}) c_2^2 \left(\frac{D_i^2}{t_p^2} \right) \left(\frac{1}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415} + 1 \right)} \right) \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] \quad (37)$$

NOTE 4 – The ratio p_a/p_s is a correction for local barometric pressure.

La transmission du bruit à travers la tuyauterie dépend de la relation entre la fréquence dominante du bruit généré et la fréquence de coïncidence de la tuyauterie. Pour les fréquences autres que la fréquence d'anneau, la correction due à l'atténuation se calcule à partir des équations suivantes:

$$\Delta TL_{fp} = 20 \log_{10} \left(\frac{f_o}{f_p} \right) + 13 \log_{10} \left(\frac{f_o}{f_r} \right) \quad f_p < f_o \quad (38a)$$

$$\Delta TL_{fp} = 13 \log_{10} \left(\frac{f_p}{f_r} \right) \quad f_o \leq f_p \leq f_r \quad (38b)$$

$$\Delta TL_{fp} = 20 \log_{10} \left(\frac{f_p}{f_r} \right) \quad f_p > f_r \quad (38c)$$

où

$$f_r = \frac{5\,000}{\pi D_i} \quad (39)$$

$$f_o = \frac{f_r \left(\frac{c_2}{343} \right)}{4} \quad (40)$$

NOTES

- 5 Dans l'équation (39), le coefficient 5 000 représente la vitesse du son dans la paroi de tuyauterie, dans le cas de l'acier.
- 6 Dans l'équation (40), le coefficient 343 représente la vitesse du son dans l'air en m/s.
- 7 Il est à noter que l'atténuation minimale intervient à la première fréquence de coïncidence de la tuyauterie.

L'atténuation corrigée en fonction de la fréquence dominante se calcule alors à partir de l'équation suivante:

$$TL = TL_{fr} - \Delta TL_{fp} \quad (41)$$

La correction relative à la vitesse dans la tuyauterie aval est d'environ:

$$NPS_g = 16 \log_{10} \frac{1}{1 - M_2} \quad (42)$$

avec

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} \quad \text{pour le régime I seulement} \quad (43a)$$

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}_s}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} \quad \text{pour tous les autres régimes} \quad (43b)$$

Sound travels through the pipe wall depending on the relationship between the peak generated frequency and the pipe coincidence frequency. For other than the ring frequency, the transmission loss correction is calculated from the following equations:

$$\Delta TL_{fp} = 20 \log_{10} \left(\frac{f_o}{f_p} \right) + 13 \log_{10} \left(\frac{f_o}{f_r} \right) \quad f_p < f_o \quad (38a)$$

$$\Delta TL_{fp} = 13 \log_{10} \left(\frac{f_p}{f_r} \right) \quad f_o \leq f_p \leq f_r \quad (38b)$$

$$\Delta TL_{fp} = 20 \log_{10} \left(\frac{f_p}{f_r} \right) \quad f_p > f_r \quad (38c)$$

where

$$f_r = \frac{5\,000}{\pi D_i} \quad (39)$$

$$f_o = \frac{f_r}{4} \left(\frac{c_2}{343} \right) \quad (40)$$

NOTES

- 5 In equation (39), the constant 5 000 is the speed of sound in the pipe wall in m/s for steel.
- 6 In equation (40), the constant 343 is the speed of sound in air in m/s.
- 7 Note that the minimum transmission loss occurs at the first pipe coincidence frequency.

The transmission loss corrected for the peak frequency is then calculated from the following equation:

$$TL = TL_{fr} - \Delta TL_{fp} \quad (41)$$

The downstream pipe velocity correction is approximately:

$$L_g = 16 \log_{10} \frac{1}{1 - M_2} \quad (42)$$

where

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} \quad \text{for regime I} \quad (43a)$$

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}_s}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} \quad \text{for all other regimes} \quad (43b)$$

Le niveau de pression sonore en pondération A irradié sur la surface extérieure de la tuyauterie s'exprime comme suit:

$$NPSA_e = 5 + NPS_i + TL + NPS_g \quad (44)$$

NOTE 8 – Dans l'équation (44), le premier terme de 5 dB représente une correction moyenne intégrant toutes les fréquences dominantes.

Enfin, le niveau de pression sonore en pondération A à une distance d'un mètre de la paroi de tuyauterie se calcule comme suit:

$$NPSA_{e,1m} = NPSA_e - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2}{D_i} \right] \quad (45)$$

5.7 Organigramme

L'organigramme suivant donne une séquence logique d'utilisation des équations ci-dessus pour le calcul du niveau de pression sonore:

Commencer avec les paragraphes 5.1, 5.2 et 5.3.

Dans le cas du régime I, se reporter aux paragraphes 5.4 et 5.6.

Dans le cas du régime II, se reporter aux paragraphes 5.5, 5.5.1 et 5.6.

Dans le cas du régime III, se reporter aux paragraphes 5.5, 5.5.2 et 5.6.

Dans le cas du régime IV, se reporter aux paragraphes 5.5, 5.5.3 et 5.6.

Dans le cas du régime V, se reporter aux paragraphes 5.5, 5.5.4 et 5.6.

NOTE – Voir annexe A pour exemples de calcul.

6 Vannes munies d'un équipement interne à réduction de bruit

6.1 Introduction

Le présent article est applicable aux vannes munies d'un équipement interne à réduction de bruit. Bien qu'il utilise une grande partie de la procédure de l'article 5, il constitue un article séparé de la présente section car les équipements internes considérés nécessitent une considération particulière.

6.2 Équipement interne monoétagé à chemins d'écoulement multiples

Pour les vannes monoétagées avec équipement interne à chemins d'écoulement multiples (voir, à la figure 1, un exemple parmi tant d'autres d'équipements internes à réduction de bruit), on doit utiliser la procédure de l'article 5, modifiée ci-après:

Tous les chemins d'écoulement doivent avoir le même diamètre hydraulique, et la distance qui les sépare doit être suffisante pour éviter toute interaction des jets.

Bien que le coefficient de correction inhérent au style de vanne soit le même qu'à l'article 5, un exemple d'application est donné ci-dessous:

The A-weighted sound-pressure level that is radiated at the outside diameter of the pipe is determined as follows:

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g \quad (44)$$

NOTE 8 – In equation (44), the first term of 5 dB is an average correction that accounts for all of the frequency peaks.

Finally, the A-weighted sound-pressure level at a distance of 1 m from the pipe wall is calculated as follows:

$$L_{pAe,1m} = L_{pAe} - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2}{D_i} \right] \quad (45)$$

5.7 Calculation flow chart

The following flow chart provides a logical sequence for using the above equations to calculate the sound-pressure level:

Start with subclauses 5.1, 5.2 and 5.3.

If regime I, then subclauses 5.4 and 5.6.

If regime II, then subclauses 5.5, 5.5.1 and 5.6.

If regime III, then subclauses 5.5, 5.5.2 and 5.6.

If regime IV, then subclauses 5.5, 5.5.3 and 5.6.

If regime V, then subclauses 5.5, 5.5.4 and 5.6.

NOTE – See annex A for calculation examples.

6 Valves with noise reducing trim

6.1 Introduction

This clause of this section is applicable to valves with noise reducing trim. Although it uses much of the procedure from clause 5, it is placed in a separate clause of this section, because these trims need special consideration.

6.2 Single stage, multiple flow passage trim

For valves with single stage, multiple flow passage trim (see figure 1 for one example of many effective noise reducing trims), the procedure in clause 5 shall be used, except as noted below.

All flow passages shall have the same hydraulic diameter, and the distance between them shall be sufficient to prevent jet interaction.

Although the valve style modifier is the same as in clause 5, an example of its application is given below:

Exemple

Soit un équipement interne comprenant 48 chemins activés qui ont une largeur de 0,010 m et une hauteur de 0,002 m. La surface A de chaque chemin est de $0,010 \times 0,002 = 0,000 02 \text{ m}^2$. Le périmètre mouillé $l_w = (2 \times 0,010) + (2 \times 0,002) = 0,024 \text{ m}$; $d_o = 0,035 \text{ m}$ et $d_H = 0,0033 \text{ m}$, ce qui implique $F_d = 0,0033/0,035 = 0,094$.

Le diamètre du jet D_j est calculé comme suit:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C[0,9 - 0,06(l/d)]} \quad (46)$$

NOTE 1 – F_L a remplacé $[0,9 - 0,06 l/d]$ dans l'expression de D_j , et $[0,9 - 0,06 l/d]$ a une valeur minimale de 0,66.

La conséquence de l'utilisation de $[0,9 - 0,16 (l/d)]$ au lieu de F_L est une augmentation générale de l'atténuation de la tuyauterie dans les régimes I, II et III, jusqu'à 5 dB.

NOTE – Pour les rapports de pression $p_1/p_2 > 4$, l'équation (7a) qui est utilisée pour calculer F_d , n'est applicable que lorsque la distance entre les chemins dépasse $0,7 d$. Elle perd également sa validité lorsque le nombre de Mach M_o à la sortie de la vanne dépasse 0,3 (voir l'équation 35b)).

Le nombre de Mach à la sortie de la vanne se calcule en utilisant l'équation appropriée (35a) ou (35b).

6.3 *Équipement interne à chemin d'écoulement unique, à détente multiétagée* (deux étages ou plus)

Pour les vannes multiétagées à chemin d'écoulement unique (voir la figure 2 pour un exemple parmi tant d'autres d'équipements internes à réduction de bruit), on doit utiliser la procédure de l'article 5, sauf comme modifié ci-après:

NOTE 1 – Tous les calculs du paragraphe 6.3 sont applicables au dernier étage.

On doit utiliser le coefficient de débit C_n au lieu de C .

Cela s'applique au dernier étage de l'équipement interne multiétagé. Lorsque les valeurs de C_n ne sont pas données par le fabricant de la vanne, on utilisera la relation suivante:

$$C_n = N_{16} A_n \quad (47)$$

NOTE 2 – N_{16} est un coefficient numérique dont la valeur dépend du coefficient de débit précis (K_V ou C_V) utilisé. Les valeurs de ce coefficient figurent au tableau 1.

La pression intermédiaire p_n en amont du dernier étage doit être utilisée au lieu de p_1 , et la masse volumique ρ_n au lieu de ρ_1 ; Ces valeurs sont déterminées en utilisant les équations suivantes, selon le cas:

NOTE 3 – Si $p_1/p_2 > 2$, supposer d'abord $p_n/p_2 < 2$ et calculer p_n à partir de l'équation (48a). Si la valeur de p_n calculée est $> 2 p_2$, alors calculer p_n à partir de l'équation (48b) et poursuivre suivant la procédure.

Example:

Assume a trim with 48 exposed rectangular passages which have a width of 0,010 m and a height of 0,002 m. The area A of each passage is $0,010 \times 0,002 = 0,000\ 02\ \text{m}^2$. The wetted perimeter $l_w = (2 \times 0,010) + (2 \times 0,002) = 0,024\ \text{m}$; $d_o = 0,035\ \text{m}$, and $d_H = 0,0033$, which yields $F_d = 0,0033/0,035 = 0,094$.

The jet diameter D_j is calculated as follows:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C[0,9 - 0,06(l/d)]} \quad (46)$$

NOTE 1 – F_L has replaced $[0,9 - 0,06(l/d)]$ in the expression for D_j , and $[0,9 - 0,06(l/d)]$ has a minimum value of 0,66.

The result of using $[0,9 - 0,06(l/d)]$ instead of F_L is a general increase in the transmission loss in regimes I, II and III by up to 5 dB.

NOTE 2 – For pressure ratios $p_1/p_2 > 4$, equation (7a), which is used to calculate F_d , is only applicable when the wall distance between passages exceeds $0,7\ d$. It also loses its validity if the Mach number M_o at the valve outlet exceeds 0,3 (see equation (35b)).

The Mach number at the valve outlet is calculated using equation (35a) or (35b) as appropriate.

6.3 Single flow path, multistage pressure reduction trim (two or more throttling steps)

For single flow path, multistage valves (see figure 2 for one example of many effective noise reducing trims), the procedure of clause 5 shall be used, except as noted below.

NOTE 1 – All calculations in 6.3 are applicable to the last stage.

The flow coefficient C_n shall be used in place of C . It is applicable to the last stage of the multistage trim. When values of C_n are not available from the valve manufacturer, the following relationship shall be used:

$$C_n = N_{16} A_n \quad (47)$$

NOTE 2 – N_{16} is a numerical constant, the values of which account for the specific flow coefficient (K_v or C_v) used. Values of the constants may be obtained from table 1.

The stagnation pressure p_n at the last stage shall be used in place of p_1 , and the density ρ_n shall be used in place of ρ_1 . These values are determined using the following equations as appropriate:

NOTE 3 – If $p_1/p_2 \geq 2$, then first assume that $p_n/p_2 < 2$ and calculate p_n from equation (48a). If the calculated $p_n \geq 2\ p_2$, then calculate p_n from equation (48b) and continue with the procedure.

Si $p_1/p_2 \geq 2$ et $p_n/p_2 < 2$:

$$p_n = \sqrt{\left(\frac{p_1 C}{1,155 C_n}\right)^2 + p_2^2} \quad (48a)$$

Si $p_1/p_2 \geq 2$ et $p_n/p_2 \geq 2$:

$$p_n = p_1 \left(\frac{C}{C_n}\right) \quad (48b)$$

Si $p_1/p_2 < 2$:

$$p_n = \sqrt{\left(\frac{C}{C_n}\right)^2 (p_1^2 - p_2^2) + p_2^2} \quad (48c)$$

$$p_n = p_1 \left(\frac{p_n}{p_1}\right) \quad (49)$$

Le diamètre du jet au dernier étage, utilisé dans le calcul de la fréquence dominante, est déterminé à partir des équations suivantes:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C_n F_L} \quad (50)$$

NOTE 4 – Dans l'équation (50), utiliser F_d et F_L du dernier étage. Ces valeurs sont données par le constructeur.

Enfin, le niveau de pression sonore en pondération A qui est irradié à la surface extérieure de la tuyauterie est déterminé à partir de l'équation suivante:

$$NPSA_e = 5 + NPS_i + 10 \log_{10} \left(\frac{p_1}{p_n}\right) + TL + NPS_g \quad (51)$$

NOTE 5 – La contribution au bruit du dernier étage est donnée par NPS_i . Le terme $10 \log p_1/p_n$ tient compte du niveau de pression sonore engendré par la détente dans les autres étages.

6.4 *Équipement interne multiétagé, à chemins d'écoulement multiples (deux chemins ou plus, deux étages ou plus)*

NOTES

- 1 Ce paragraphe ne couvre que les vannes à mouvement linéaire.
- 2 Tous les calculs de 6.4 s'appliquent au dernier étage.

Pour les équipements internes multiétagés, à chemins d'écoulement multiples (voir la figure 3 pour un exemple parmi tant d'autres d'équipements internes à réduction de bruit), on doit utiliser la procédure de l'article 5, modifiée ci-après:

Tous les chemins d'écoulement doivent avoir le même diamètre hydraulique, et la distance qui les sépare doit être suffisante pour éviter une interaction des jets. La surface de passage de chaque étage doit augmenter entre l'entrée et la sortie.

If $p_1/p_2 \geq 2$ and $p_n/p_2 < 2$:

$$p_n = \sqrt{\left(\frac{p_1 C}{1,155 C_n}\right)^2 + p_2^2} \quad (48a)$$

If $p_1/p_2 \geq 2$ and $p_n/p_2 \geq 2$:

$$p_n = p_1 \left(\frac{C}{C_n}\right) \quad (48b)$$

If $p_1/p_2 < 2$:

$$p_n = \sqrt{\left(\frac{C}{C_n}\right)^2 (p_1^2 - p_2^2) + p_2^2} \quad (48c)$$

$$p_n = p_1 \left(\frac{p_n}{p_1}\right) \quad (49)$$

The jet diameter for the last stage used in the equations for the peak frequency is determined from the following equation:

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C_n F_L} \quad (50)$$

NOTE 4 – For this equation, use F_d and F_L of the last stage. These values are to be given by the manufacturer.

Finally, the A-weighted sound pressure level that is radiated at the outside diameter of the pipe is determined from the following equation:

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + 10 \log_{10} \left(\frac{p_1}{p_n}\right) + TL + L_g \quad (51)$$

NOTE 5 – The noise contribution of the last stage is given by L_{pi} . The term $10 \log_{10}(p_1/p_n)$ includes the sound pressure level caused by the pressure reductions of the other stages.

6.4 Multi-path, multistage trim (two or more passages and two or more stages)

NOTES

- 1 This subclause covers only linear travel valves.
- 2 All calculations in 6.4 are applicable to the last stage.

For multi-path, multistage trim (see figure 3 for one example of many effective noise reducing trims), the procedure of clause 5 shall be used, except as noted below.

All flow passages shall have the same hydraulic diameter, and the distance between them shall be sufficient to prevent jet interaction. The flow area of each stage shall increase between inlet and outlet.

La pression aval p_2 doit être utilisée au lieu de p_{vc} ; le coefficient de débit C_n de l'équation (47) doit être utilisé au lieu de C ; la pression intermédiaire p en amont du dernier étage de l'équation (48) doit être utilisée au lieu de p_1 , et la masse volumique ρ_n de l'équation (49) au lieu de ρ_1 .

Le nombre de Mach du jet est calculé à partir de l'équation suivante:

$$M_{jn} = \frac{U_{vc}}{c_{vc}} \quad (52)$$

où la vitesse U_{vc} au dernier étage est déterminée à partir de l'équation (9) en utilisant p_n au lieu de p_1 et ρ_n au lieu de ρ_1 .

La fréquence dominante f_p est calculée à partir de l'équation (53) en utilisant le diamètre du jet D_j du dernier étage tiré de l'équation (50):

$$f_p = \frac{0,2 \cdot M_{jn} \cdot c_{vc}}{D_j} \quad (53)$$

Enfin, le niveau de pression sonore en pondération A, $NPSA_e$, est calculé à partir de l'équation (51).

NOTES

3 La méthode de 6.4 n'est pas précise si le nombre de Mach M_0 à la sortie de la vanne dépasse 0,2. Pour le calcul de M_0 , voir l'équation appropriée (35a) ou (35b). Pour une vitesse de sortie de Mach 0,3, l'erreur peut dépasser 5 dB.

4 Voir l'annexe A pour exemple de calcul.

6.5 Vannes non couvertes par la présente section

Les équipements internes antibruit autres que ceux de l'article 6 ne sont pas couverts par la présente section. Cependant, la méthode de la présente section peut être utilisée pour ces équipements internes, à condition que le fabricant fournisse des données chiffrées pour justifier les corrections supplémentaires du niveau de pression sonore en fonction de la course et/ou du rapport de pression par rapport au niveau de pression sonore obtenu en utilisant les paragraphes applicables de l'article 5 de cette section.

The outlet pressure p_2 shall be used in place of p_{vc} ; the flow coefficient C_n per equation (47) shall be used in place of C ; the stagnation pressure p_n of the last stage per equation (48) shall be used in place of p_1 ; and the density ρ_n per equation (49) shall be used in place of ρ_1 .

The jet Mach number is calculated from the following equation:

$$M_{jn} = \frac{U_{vc}}{c_{vc}} \quad (52)$$

where the velocity U_{vc} in the last stage is determined from equation (9) using p_n in place of p_1 and using ρ_n in place of ρ_1 .

The peak frequency f_p is calculated from equation (53) using the jet diameter D_j for the last stage from equation (50):

$$f_p = \frac{0,2 M_{jn} c_{vc}}{D_j} \quad (53)$$

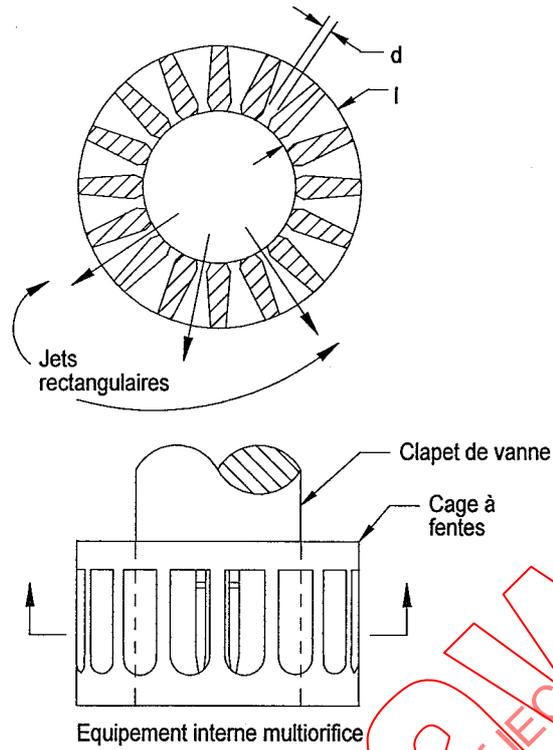
Finally, the A-weighted sound-pressure level L_{pAe} is calculated using equation (51).

NOTES

- 3 The method of 6.4 is not accurate if the Mach number M_o at the valve outlet exceeds 0,2. For calculation of M_o , see equation (35a) or (35b) as appropriate. At a Mach number of 0,3 errors may exceed 5 dB.
- 4 See annex A for a calculation example.

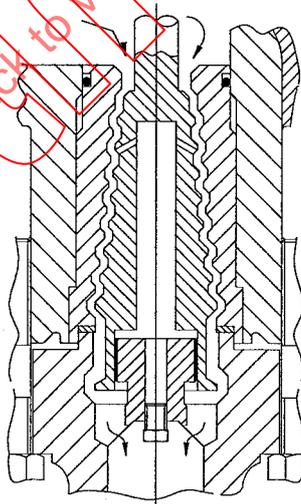
6.5 Valves not included in this section

Low noise trims other than those in clause 6 are not covered by this section. The method of this section may be used for these trims provided the manufacturer supplies values to justify additional changes in sound-pressure level as a function of travel and/or valve-pressure ratio in addition to the sound-pressure level obtained using the applicable subclauses of clause 5 of this standard.



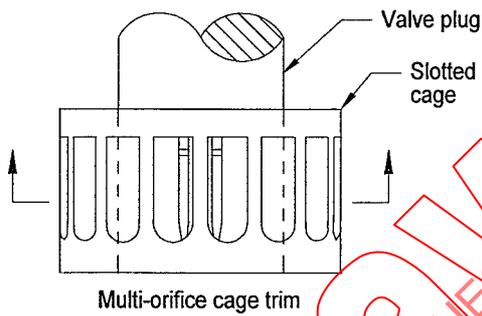
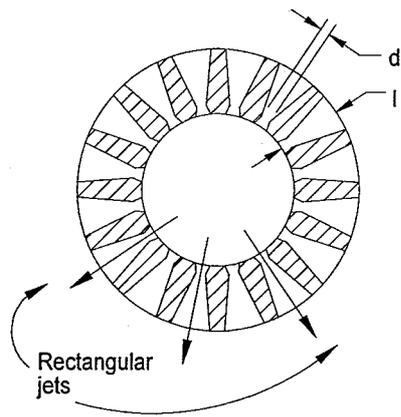
NOTE – Ceci est un exemple parmi d'autres d'équipements internes à réduction de bruit.

Figure 1 – Equipement interne monoétage à chemins d'écoulement multiples



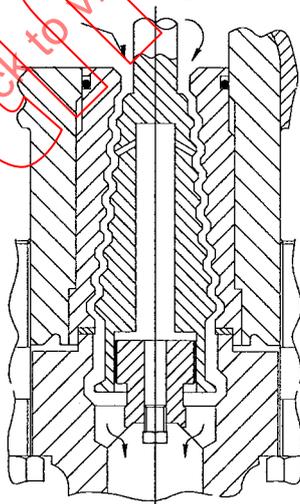
NOTE – Ceci est un exemple parmi d'autres d'équipements internes à réduction de bruit.

Figure 2 – Equipement interne à chemin d'écoulement unique, à détente multiétagée



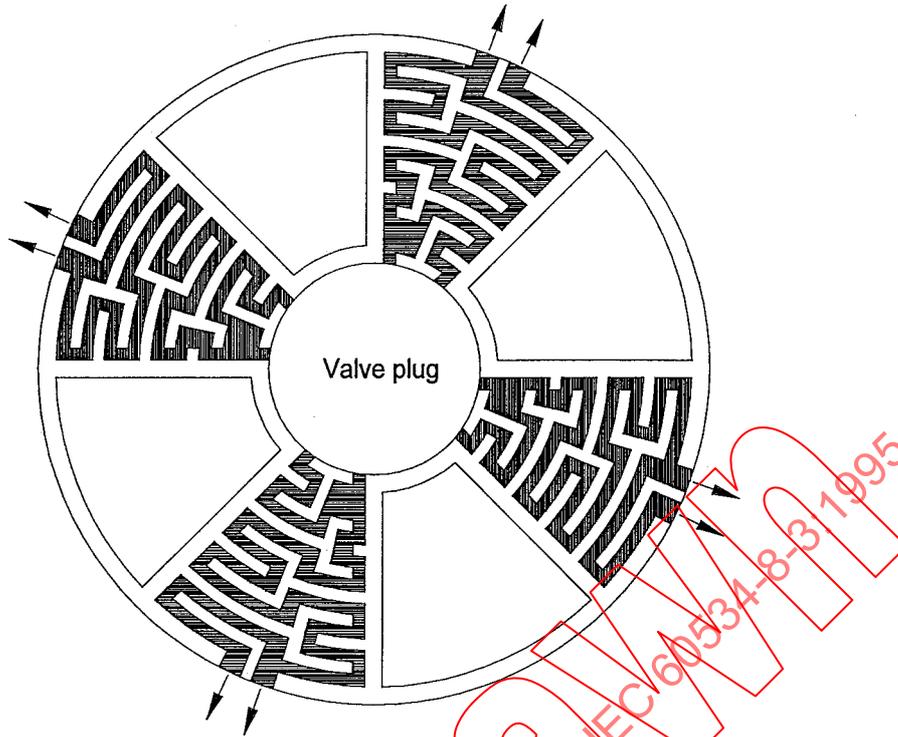
NOTE - This is one example of many effective noise reducing trims.

Figure 1 - Single stage, multiple flow passage trim



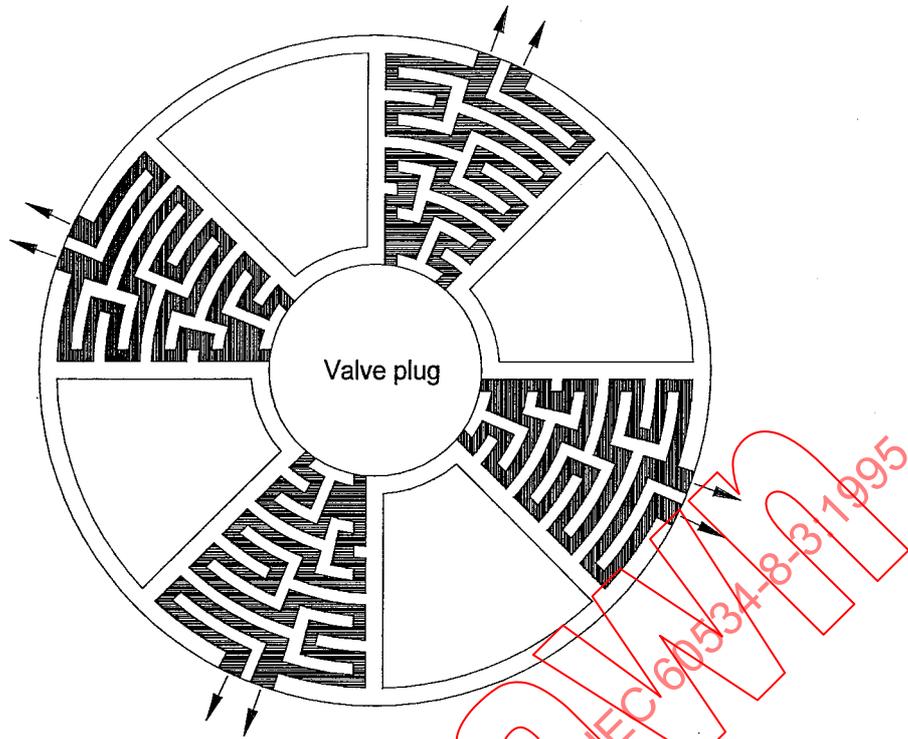
NOTE - This is one example of many effective noise reducing trims.

Figure 2 - Single flow path, multistage pressure reduction trim



NOTE – Ceci est un exemple parmi d'autres d'équipements internes à réduction de bruit.

Figure 3 – Equipement interne multiétagé, à chemins d'écoulement multiples (deux chemins ou plus, deux étages ou plus)



NOTE – This is one example of many effective noise reducing trims.

Figure 3 – Multi-path, multistage trim (two or more passages and two or more stages)

Annexe A (informative)

Exemples de calcul

Cette annexe est ajoutée pour montrer comment sont utilisées les équations de la présente section de la CEI 534-8. Une vérification des valeurs calculées dans les exemples 1 à 5 pourra donner des résultats légèrement différents, du fait que les calculs ont été réalisés à l'aide d'un ordinateur puis ensuite arrondis.

Les nombres situés à droite entre parenthèses renvoient aux équations de la présente norme.

EXEMPLE 1: cas du régime I

Données

Vanne

Vanne à soupape à simple siège (à cage) installée dans le sens «fluide tend à ouvrir».

Dimension de la vanne: DN 100

Diamètre de sortie de la vanne: 100 mm = 0,100 m

C_v nominal: 195

C_v requis: 90

Facteur combiné de récupération de pression du liquide: $F_{LP} = 0,792$

Dimension nominale de la tuyauterie d'entrée: DN 200

Dimension nominale de la tuyauterie de sortie: DN 200

Épaisseur de la paroi de la tuyauterie: $t_p = 8$ mm = 0,008 m

Diamètre intérieur de la tuyauterie: $D_i = 203,1$ mm = 0,2031 m

Nombre de lumières dans la cage: $N_o = 6$

Périmètre mouillé du chemin d'écoulement: $l_w = 181$ mm = 0,181 m

Facteur de taux de chute de pression: $x_T = 0,75$

Fluide

Type de fluide: vapeur

Pression absolue d'entrée: $p_1 = 10$ bar = $1,0 \times 10^6$ Pa

Pression absolue de sortie: $p_2 = 7,2$ bar = $7,2 \times 10^5$ Pa

Massé volumique d'entrée: $\rho_1 = 5,30$ kg/m³

Température d'entrée: $T_1 = 177$ °C = 450 K

Rapport des chaleurs massiques: $\gamma = 1,22$

Masse molaire: $M = 19,8$ kg/kmol

Autres

Pression atmosphérique réelle: $p_a = 1,01325$ bar = $1,01325 \times 10^5$ Pa

Pression atmosphérique normale: $p_s = 1,01325$ bar = $1,01325 \times 10^5$ Pa

Annex A (informative)

Calculation examples

This annex is included to show how the equations in this section of IEC 534-8 are used. Verification of the calculated values for examples 1 to 5 may show slight discrepancies, because the calculations were performed on a computer and then rounded off.

The numbers on the right hand side in parentheses are the equation numbers as used in this section of IEC 534-8.

EXAMPLE 1: for regime I

Given data

Valve

Single-seat globe valve (with cage) installed flow to open
 Valve size: DN 100
 Valve outside diameter: 100 mm = 0,100 m
 Rated C_v : 195
 Required C_v : 90
 Combined liquid pressure recovery factor and piping geometry factor: $F_{LP} = 0,792$
 Inlet nominal pipe size: DN 200
 Outlet nominal pipe size: DN 200
 Pipe wall thickness: $t_o = 8$ mm = 0,008 m
 Internal pipe diameter: $D_i = 203,1$ mm = 0,2031 m
 Number of cage openings: $N_o = 6$
 Wetted perimeter of single flow passage: $l_w = 181$ mm = 0,181 m
 Pressure drop ratio factor: $x_T = 0,75$

Fluid

Type fluid: vapour
 Inlet absolute pressure: $p_1 = 10$ bar = $1,0 \times 10^6$ Pa
 Outlet absolute pressure: $p_2 = 7,2$ bar = $7,2 \times 10^5$ Pa
 Inlet density: $\rho_1 = 5,30$ kg/m³
 Inlet temperature: $T_1 = 177$ °C = 450 K
 Specific heat ratio: $\gamma = 1,22$
 Molecular mass: $M = 19,8$ kg/kmol

Other

Actual atmospheric pressure: $p_a = 1,013 25$ bar = $1,013 25 \times 10^5$ Pa
 Standard atmospheric pressure: $p_s = 1,013 25$ bar = $1,013 25 \times 10^5$ Pa

Les valeurs suivantes sont utilisées ou calculées ici, les calculs étant basés sur la CEI 534-2-2.

Coefficient de perte de charge: $\Sigma \zeta = 0,861$

Somme des coefficients de vitesse d'entrée: $\zeta_i = 1,228$

Facteur résultant de la géométrie de la tuyauterie: $F_p = 0,984$

$F_{LP}/F_p = 0,805$

Débit massique: $\dot{m} = 2,22 \text{ kg/s}$

Calculs

$$p_{vc} = p_1 - \frac{p_1 - p_2}{F_L^2} = 5,68 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (1)$$

où

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$p_2 = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$F_{LP}/F_p = 0,805$ (F_{LP}/F_p utilisé en raison de la présence de raccords adjacents).

$$p_{vcc} = p_1 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = 5,61 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (2)$$

où

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\gamma = 1,22.$$

$$p_{2C} = p_1 - F_L^2 (p_1 - p_{vcc}) = 7,15 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (3)$$

où

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$p_{vcc} = 5,61 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$F_{LP}/F_p = 0,805$ (F_{LP}/F_p utilisé en raison de la présence de raccords adjacents).

$$\alpha = \frac{p_{vcc}}{p_{2C}} = 0,784 \quad (4)$$

où

$$p_{vcc} = 5,61 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_{2C} = 7,15 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$p_{2B} = \frac{p_1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = 4,24 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (5)$$

où

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,784;$$

$$\gamma = 1,22.$$

The following values are used in, or determined from, calculations based on IEC 534-2-2.

Head loss coefficient: $\Sigma\zeta = 0,861$

Sum of inlet velocity head coefficient: $\zeta_i = 1,228$

Piping geometry factor: $F_p = 0,984$

$F_{LP}/F_p = 0,805$

Mass flow rate: $\dot{m} = 2,22 \text{ kg/s}$

Calculations

$$p_{vc} = p_1 - \frac{p_1 - p_2}{F_L^2} = 5,68 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (1)$$

where

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$p_2 = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$F_{LP}/F_p = 0,805$ (F_{LP}/F_p used because fittings are attached).

$$p_{vcc} = p_1 \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = 5,61 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (2)$$

where

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\gamma = 1,22.$$

$$p_{2C} = p_1 - F_L^2 (p_1 - p_{vcc}) = 7,15 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (3)$$

where

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$p_{vcc} = 5,61 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$F_{LP}/F_p = 0,805$ (F_{LP}/F_p used because fittings are attached).

$$\alpha = \frac{p_{vcc}}{p_{2C}} = 0,784 \quad (4)$$

where

$$p_{vcc} = 5,61 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_{2C} = 7,15 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$p_{2B} = \frac{p_1}{\alpha} \left(\frac{1}{\gamma} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = 4,24 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (5)$$

where

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,784;$$

$$\gamma = 1,22.$$

$$p_{2CE} = \frac{p_1}{22\alpha} = 5,80 \times 10^4 \text{ Pa} \quad (6)$$

où

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,784.$$

Si: $p_2 \geq p_{2C}$, alors on est en régime I.

$7,2 \times 10^5 \geq 7,15 \times 10^5$; le régime est donc du type I.

$$d_H = \frac{4A}{l_w} = 0,0303 \text{ m} \quad (7b)$$

où

$$A = 0,00137 \text{ m}^2;$$

$$l_w = 0,181 \text{ m}.$$

$$d_o = \sqrt{\frac{4N_o A}{\pi}} = 0,1023 \text{ m} \quad (7c)$$

où

$$N_o = 6;$$

$$A = 0,00137 \text{ m}^2.$$

$$F_d = \frac{d_H}{d_o} = 0,30 \quad (7a)$$

où

$$d_H = 0,0303 \text{ m};$$

$$d_o = 0,1023 \text{ m}.$$

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L} = 0,0116 \text{ m} \quad (8)$$

où

$$N_{14} = 4,6 \times 10^{-3} \text{ d'après le tableau 1};$$

$$F_d = 0,30;$$

$$C = C_v = 90;$$

$$F_{LP}/F_p = 0,085 \text{ (} F_{LP}/F_p \text{ utilisé en raison de la présence de raccords adjacents).}$$

$$p_{2CE} = \frac{p_1}{22 \alpha} = 5,80 \times 10^4 \text{ Pa} \quad (6)$$

where

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,784.$$

If: $p_2 \geq p_{2C}$, then regime I.

$7,2 \times 10^5 \geq 7,15 \times 10^5$; thus, regime is I.

$$d_H = \frac{4 A}{l_w} = 0,0303 \text{ m} \quad (7b)$$

where

$$A = 0,00137 \text{ m}^2;$$

$$l_w = 0,181 \text{ m}.$$

$$d_o = \sqrt{\frac{4 N_o A}{\pi}} = 0,1023 \text{ m} \quad (7c)$$

where

$$N_o = 6;$$

$$A = 0,00137 \text{ m}^2.$$

$$F_d = \frac{d_H}{d_o} = 0,30 \quad (7a)$$

where

$$d_H = 0,0303 \text{ m};$$

$$d_o = 0,1023 \text{ m}.$$

$$D_j = N_{14} F_d \sqrt{C F_L} = 0,0116 \text{ m} \quad (8)$$

where

$$N_{14} = 4,6 \times 10^{-3} \text{ from table 1};$$

$$F_d = 0,30;$$

$$C = C_v = 90;$$

$$F_{LP}/F_p = 0,085 \text{ (} F_{LP}/F_p \text{ used because fittings are attached).}$$

$$U_{vc} = \sqrt{2 \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \left[1 - \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \frac{p_1}{\rho_1}} = 451 \text{ m/s} \quad (9)$$

où

$$\gamma = 1,22;$$

$$p_{vc} = 5,68 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3.$$

$$W_m = \frac{\dot{m}(U_{vc})^2}{2} = 2,25 \times 10^5 \text{ W} \quad (10)$$

où

$$\dot{m} = 2,22 \text{ kg/s};$$

$$U_{vc} = 451 \text{ m/s}.$$

$$T_{vc} = T_1 \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 406 \text{ K} \quad (11)$$

où

$$T_1 = 450 \text{ K};$$

$$p_{vc} = 5,68 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\gamma = 1,22.$$

$$c_{vc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vc}}{M}} = 456 \text{ m/s} \quad (12)$$

où

$$\gamma = 1,22;$$

$$R = 8\,314 \text{ J/kmol} \times \text{K};$$

$$T_{vc} = 406 \text{ K};$$

$$M = 19,8 \text{ kg/kmol}.$$

$$M_{vc} = \frac{U_{vc}}{c_{vc}} = 0,987 \quad (13)$$

où

$$U_{vc} = 451 \text{ m/s};$$

$$c_{vc} = 456 \text{ m/s}.$$

$$U_{vc} = \sqrt{2 \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \left[1 - \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1/\gamma)} \right] \frac{p_1}{\rho_1}} = 451 \text{ m/s} \quad (9)$$

where

$$\gamma = 1,22;$$

$$p_{vc} = 5,68 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3.$$

$$W_m = \frac{\dot{m}(U_{vc})^2}{2} = 2,25 \times 10^5 \text{ W} \quad (10)$$

where

$$\dot{m} = 2,22 \text{ kg/s};$$

$$U_{vc} = 451 \text{ m/s}.$$

$$T_{vc} = T_1 \left(\frac{p_{vc}}{p_1} \right)^{(\gamma-1/\gamma)} = 406 \text{ K} \quad (11)$$

where

$$T_1 = 450 \text{ K};$$

$$p_{vc} = 5,68 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\gamma = 1,22.$$

$$c_{vc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vc}}{M}} = 456 \text{ m/s} \quad (12)$$

where

$$\gamma = 1,22;$$

$$R = 8\,314 \text{ J/kmol} \times \text{K};$$

$$T_{vc} = 406 \text{ K};$$

$$M = 19,8 \text{ kg/kmol}.$$

$$M_{vc} = \frac{U_{vc}}{c_{vc}} = 0,987 \quad (13)$$

where

$$U_{vc} = 451 \text{ m/s};$$

$$c_{vc} = 456 \text{ m/s}.$$

$$\eta_1 = (1 \times 10^{-4}) M_{vc}^{3,6} = 9,56 \times 10^{-5} \quad (14)$$

où $M_{vc} = 0,987$.

$$W_a = \eta_1 W_m F_L^2 = 13,95 \text{ W} \quad (15)$$

où

$$\eta_1 = 9,56 \times 10^{-5};$$

$$W_m = 2,25 \times 10^5 \text{ W};$$

$F_{LP}/F_p = 0,805$ (F_{LP}/F_p utilisé en raison de la présence de raccords adjacents).

$$f_p = \frac{0,2 \times U_{vc}}{D_j} = 7\,776 \text{ Hz} \quad (17)$$

où

$$U_{vc} = 451 \text{ m/s};$$

$$D_j = 0,0116 \text{ m}.$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 3,82 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

où

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_2 = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa}.$$

$$c_2 = \sqrt{\frac{\gamma R T_2}{M}} = 480 \text{ m/s} \quad (34)$$

où

$$\gamma = 1,22;$$

$$R = 8\,314 \text{ J/kmol} \times \text{K};$$

$$T_2 = 450 \text{ K};$$

$$M = 19,8 \text{ kg/kmol}.$$

$$M_o = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,15 \quad (35a)$$

où

$$\dot{m} = 2,22 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,82 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

NOTE - M_o ne dépasse pas 0,3; le calcul est donc validé.

$$\eta_1 = (1 \times 10^{-4}) M_{vc}^{3,6} = 9,56 \times 10^{-5} \quad (14)$$

where $M_{vc} = 0,987$.

$$W_a = \eta_1 W_m F_L^2 = 13,95 \text{ W} \quad (15)$$

where

$$\eta_1 = 9,56 \times 10^{-5};$$

$$W_m = 2,25 \times 10^5 \text{ W};$$

$$F_{LP}/F_p = 0,805 \text{ (} F_{LP}/F_p \text{ used because fittings are attached).}$$

$$f_p = \frac{0,2 \times U_{vc}}{D_j} = 7\,776 \text{ Hz} \quad (17)$$

where

$$U_{vc} = 451 \text{ m/s};$$

$$D_j = 0,0116 \text{ m}.$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 3,82 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

where

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_2 = 7,2 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa}.$$

$$c_2 = \sqrt{\frac{\gamma R T_2}{M}} = 480 \text{ m/s} \quad (34)$$

where

$$\gamma = 1,22;$$

$$R = 8\,314 \text{ J/kmol} \times \text{K};$$

$$T_2 = 450 \text{ K};$$

$$M = 19,8 \text{ kg/kmol}.$$

$$M_o = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,15 \quad (35a)$$

where

$$\dot{m} = 2,22 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,82 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

NOTE - M_o does not exceed 0,3 so that the calculations are appropriate.

$$NPS_i = 10 \log_{10} \left[\frac{(8,0 \times 10^8) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 147,0 \text{ dB} \quad (36)$$

où

$$W_a = 13,95 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 3,82 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

$$TL_{fr} = 10 \log_{10} \left[(3,0 \times 10^{-13}) c_2^2 \left(\frac{D_i^2}{t_p^2} \right) \frac{1}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415} + 1 \right)} \left(\frac{\rho_a}{\rho_s} \right) \right] = -50,8 \text{ dB} \quad (37)$$

où

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,82 \text{ kg/m}^3;$$

$$\rho_a = 1,01325 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$\rho_s = 1,01325 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$f_r = \frac{5000}{\pi D_i} = 7836 \text{ Hz} \quad (39)$$

où $D_i = 0,2031 \text{ m}$.

$$f_o = \frac{f_r}{4} \left(\frac{c_2}{343} \right) = 2742 \text{ Hz} \quad (40)$$

où

$$f_r = 7837 \text{ Hz},$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

Si: $f_o \leq f_p \leq f_r$; alors on utilise l'équation (38b).

$2742 \leq 7776 \leq 7836 \text{ Hz}$, on utilise donc l'équation (38b).

$$\Delta TL_{fp} = 13 \log_{10} \left(\frac{f_p}{f_r} \right) = 0,0 \text{ dB} \quad (38b)$$

où

$$f_p = 7776 \text{ Hz};$$

$$f_r = 7836 \text{ Hz}.$$

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(8,0 \times 10^8) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 147,0 \text{ dB} \quad (36)$$

where

$$W_a = 13,95 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 3,82 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

$$TL_{fr} = 10 \log_{10} \left[(3,0 \times 10^{-13}) c_2^2 \left(\frac{D_i^2}{t_p^2} \right) \left(\frac{1}{\frac{\rho_2 c_2}{415} + 1} \right) \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] = -50,8 \text{ dB} \quad (37)$$

where

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,82 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_a = 1,01325 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_s = 1,01325 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$f_r = \frac{5000}{\pi D_i} = 7836 \text{ Hz} \quad (39)$$

where $D_i = 0,2031 \text{ m}$.

$$f_o = \frac{f_r}{4} \left(\frac{c_2}{343} \right) = 2742 \text{ Hz} \quad (40)$$

where

$$f_r = 7837 \text{ Hz};$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

If $f_o \leq f_p \leq f_r$; then use equation (38b).

$2742 \leq 7776 \leq 7836 \text{ Hz}$, thus use equation (38b).

$$\Delta TL_{fp} = 13 \log_{10} \left(\frac{f_p}{f_r} \right) = 0,0 \text{ dB} \quad (38b)$$

where

$$f_p = 7776 \text{ Hz};$$

$$f_r = 7836 \text{ Hz}.$$

$$TL = TL_{fr} - \Delta TL_{fp} = -50,8 \text{ dB} \quad (41)$$

où

$$TL_{fr} = -50,8 \text{ dB};$$

$$\Delta TL_{fp} = 0,0 \text{ dB}.$$

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} = 0,037 \quad (43a)$$

où

$$\dot{m} = 2,22 \text{ kg/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,82 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

$$NPS_g = 16 \log_{10} \frac{1}{1 - M_2} = 0,3 \text{ dB} \quad (42)$$

où $M_2 = 0,037 \text{ m}$.

$$NPSA_e = 5 + NPS_i + TL + NPS_g = 101,4 \text{ dB(A)} \quad (44)$$

où

$$NPS_i = 147,0 \text{ dB};$$

$$TL = -50,8 \text{ dB};$$

$$NPS_g = 0,3 \text{ dB}.$$

$$NPSA_{e,1m} = NPSA_e - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2}{D_i} \right] = 91,1 \text{ dB(A)} \quad (45)$$

où

$$NPSA_e = 101,4 \text{ dB(A)};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

Conclusion: Prendre 91 dB(A)

$$TL = TL_{fr} - \Delta TL_{fp} = -50,8 \text{ dB} \quad (41)$$

where

$$TL_{fr} = -50,8 \text{ dB};$$

$$\Delta TL_{fp} = 0,0 \text{ dB}.$$

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} = 0,037 \quad (43a)$$

where

$$\dot{m} = 2,22 \text{ kg/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,82 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

$$L_g = 16 \log_{10} \frac{1}{1 - M_2} = 0,3 \text{ dB} \quad (42)$$

where $M_2 = 0,037$ m.

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g = 101,4 \text{ dB(A)} \quad (44)$$

where

$$L_{pi} = 147,0 \text{ dB};$$

$$TL = -50,8 \text{ dB};$$

$$L_g = 0,3 \text{ dB}.$$

$$L_{pAe,1m} = L_{pAe} - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2}{D_i} \right] = 91,1 \text{ dB(A)} \quad (45)$$

where

$$L_{pAe} = 101,4 \text{ dB(A)};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

Conclusion: use 91 dB(A)

EXEMPLE 2: cas du régime II

Les données sont les mêmes que dans l'exemple 1, avec les exceptions ci-dessous:

$$p_2 = 6,9 \text{ bar} = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa; et}$$

$$\dot{m}_s = 2,29 \text{ kg/s.}$$

Les calculs sont les mêmes que dans l'exemple 1, sauf exceptions ci-dessous:

$$p_{vcc} = 5,61 \times 10^5 \text{ Pa (voir exemple 1)}$$

$$p_{2C} = 7,15 \times 10^5 \text{ Pa (voir from exemple 1)}$$

Si: $p_{2C} > p_2 \geq p_{vcc}$, alors on est en régime II

$$7,15 \times 10^5 > 6,9 \times 10^5 \geq 5,61 \times 10^5; \text{ le régime est donc du type II}$$

$$F_d = 0,30 \text{ (voir exemple 1)}$$

$$D_j = 0,0116 \text{ m (voir exemple 1)}$$

$$T_{vcc} = \frac{2 T_1}{\gamma + 1} = 405 \text{ K} \quad (18)$$

où

$$T_1 = 450 \text{ K;}$$

$$\gamma = 1,22.$$

$$c_{vcc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vcc}}{M}} = 456 \text{ m/s} \quad (19)$$

où

$$\gamma = 1,22;$$

$$R = 8\,314 \text{ J/kmol} \times \text{K;}$$

$$T_{vcc} = 405 \text{ K;}$$

$$M = 19,8 \text{ kg/kmol.}$$

$$W_{ms} = \frac{\dot{m}_s c_{vcc}^2}{2} = 2,38 \times 10^5 \text{ W} \quad (20)$$

où

$$\dot{m}_s = 2,29 \text{ kg/s;}$$

$$c_{vcc} = 456 \text{ m/s.}$$

EXAMPLE 2: for regime II

The data given are the same as for example 1, except that:

$$p_2 = 6,9 \text{ bar} = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa; and}$$

$$\dot{m}_s = 2,29 \text{ kg/s.}$$

Calculations are the same as for example 1 for regime I, except as noted:

$$p_{vcc} = 5,61 \times 10^5 \text{ Pa (from example 1)}$$

$$p_{2C} = 7,15 \times 10^5 \text{ Pa (from example 1)}$$

If: $p_{2C} > p_2 \geq p_{vcc}$, then regime II.

$$7,15 \times 10^5 > 6,9 \times 10^5 \geq 5,61 \times 10^5; \text{ thus regime II.}$$

$$F_d = 0,30 \text{ (from example 1)}$$

$$D_j = 0,0116 \text{ m (from example 1)}$$

$$T_{vcc} = \frac{2 T_1}{\gamma + 1} = 405 \text{ K} \quad (18)$$

where

$$T_1 = 450 \text{ K;}$$

$$\gamma = 1,22.$$

$$c_{vcc} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{vcc}}{M}} = 456 \text{ m/s} \quad (19)$$

where

$$\gamma = 1,22;$$

$$R = 8\,314 \text{ J/kmol} \times \text{K;}$$

$$T_{vcc} = 405 \text{ K;}$$

$$M = 19,8 \text{ kg/kmol.}$$

$$W_{ms} = \frac{\dot{m}_s c_{vcc}^2}{2} = 2,38 \times 10^5 \text{ W} \quad (20)$$

where

$$\dot{m}_s = 2,29 \text{ kg/s;}$$

$$c_{vcc} = 456 \text{ m/s.}$$

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} = 1,03 \quad (21)$$

où

$$\gamma = 1,22;$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,784;$$

$$p_2 = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$\eta_2 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 = 1,15 \times 10^{-4} \quad (22)$$

où

$$M_j = 1,03;$$

$F_{LP}/F_p = 0,805$ (F_{LP}/F_p utilisé en raison de la présence de raccords adjacents).

$$W_a = \eta_2 W_{ms} \left(\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{vcc}} \right) = 19,2 \text{ W} \quad (23)$$

où

$$\eta_2 = 1,15 \times 10^{-4};$$

$$W_{ms} = 2,38 \times 10^5 \text{ W};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$p_2 = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_{vcc} = 5,61 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$f_p = \frac{0,2 M_j c_{vcc}}{D_j} = 8\,120 \text{ Hz} \quad (24)$$

où

$$M_j = 1,03;$$

$$c_{vcc} = 456 \text{ m/s};$$

$$D_j = 0,0116 \text{ m}.$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 3,66 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

où

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_2 = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$c_2 = 480 \text{ m/s}$ (voir exemple 1).

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} = 1,03 \quad (21)$$

where

$$\gamma = 1,22;$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,784;$$

$$p_2 = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$\eta_2 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 = 1,15 \times 10^{-4} \quad (22)$$

where

$$M_j = 1,03;$$

$$F_{LP}/F_p = 0,805 \text{ (} F_{LP}/F_p \text{ used because fittings are attached).}$$

$$W_a = \eta_2 W_{ms} \left(\frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{vcc}} \right) = 19,2 \text{ W} \quad (23)$$

where

$$\eta_2 = 1,15 \times 10^{-4};$$

$$W_{ms} = 2,38 \times 10^5 \text{ W};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$p_2 = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_{vcc} = 5,61 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$f_p = \frac{0,2 M_j c_{vcc}}{D_j} = 8\,120 \text{ Hz} \quad (24)$$

where

$$M_j = 1,03;$$

$$c_{vcc} = 456 \text{ m/s};$$

$$D_j = 0,0116 \text{ m}.$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 3,66 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

where

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_2 = 6,9 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s (from example 1).}$$

$$M_o = \frac{4 \dot{m}_s}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,17 \quad (35b)$$

où

$$\dot{m}_s = 2,29 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,66 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

NOTE - M_o ne dépasse pas 0,3; le calcul est donc validé.

$$NPS_i = 10 \log_{10} \left[\frac{(8,0 \times 10^8) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 148,2 \text{ dB} \quad (36)$$

où

$$W_a = 19,2 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 3,66 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

$$TL_{fr} = 10 \log_{10} \left[(3,0 \times 10^{-13}) c_2^2 \left(\frac{D_i^2}{t_p} \right) \frac{1}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415} + 1 \right)} \left(\frac{\rho_a}{\rho_s} \right) \right] = -50,7 \text{ dB} \quad (37)$$

où

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,66 \text{ kg/m}^3;$$

$$\rho_a = 1,013 25 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$\rho_s = 1,013 25 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$f_r = 7 836 \text{ Hz (voir exemple 1)}$$

$$f_o = 2 742 \text{ Hz (voir exemple 1)}$$

Si: $f_p > f_r$, alors on utilise l'équation (38c).

8 120 > 7 836, on utilise donc l'équation (38c).

$$M_o = \frac{4 \dot{m}_s}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,17 \quad (35b)$$

where

$$\dot{m}_s = 2,29 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,66 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

NOTE — M_o does not exceed 0,3 so the calculations are appropriate.

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(8,0 \times 10^8) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 148,2 \text{ dB} \quad (36)$$

where

$$W_a = 19,2 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 3,66 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

$$TL_{fr} = 10 \log_{10} \left[(3,0 \times 10^{-13}) c_2^2 \frac{D_i^2}{t_p^2} \frac{1}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415} + 1 \right)} \left(\frac{p_a}{p_s} \right) \right] = -50,7 \text{ dB} \quad (37)$$

where

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,66 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_a = 1,01325 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_s = 1,01325 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$f_r = 7\,836 \text{ Hz (from example 1)}$$

$$f_o = 2\,742 \text{ Hz (from example 1)}$$

If: $f_p > f_r$, then use equation (38c).

8 120 > 7 836, thus use equation (38c).

$$\Delta TL_{fp} = 20 \log_{10} \left(\frac{f_p}{f_r} \right) = 0,3 \text{ dB} \quad (38c)$$

où

$$f_p = 8\,120 \text{ Hz};$$

$$f_r = 7\,836 \text{ Hz}.$$

$$TL = TL_{fr} - \Delta TL_{fp} = -51,0 \text{ dB} \quad (41)$$

où

$$TL_{fr} = -50,7 \text{ dB};$$

$$\Delta TL_{fp} = 0,3 \text{ dB}.$$

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}_s}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} = 0,040 \quad (43b)$$

où

$$\dot{m}_s = 2,29 \text{ kg/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,66 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

$$NPS_g = 16 \log_{10} \frac{1}{1 - M_2} = 0,3 \text{ dB} \quad (42)$$

où $M_2 = 0,040$.

$$NPSA_e = 5 + NPS_i + TL + NPS_g = 102,4 \text{ dB(A)} \quad (44)$$

où

$$NPS_i = 148,2 \text{ dB};$$

$$TL = -51,0;$$

$$NPS_g = 0,3 \text{ dB}.$$

$$NPSA_{e,1m} = NPSA_e - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2}{D_i} \right] = 92,1 \text{ dB(A)} \quad (45)$$

où

$$NPSA_e = 102,4 \text{ dB(A)};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

Conclusion: prendre 92 dB(A).

$$\Delta TL_{fp} = 20 \log_{10} \left(\frac{f_p}{f_r} \right) = 0,3 \text{ dB} \quad (38c)$$

where

$$f_p = 8\,120 \text{ Hz};$$

$$f_r = 7\,836 \text{ Hz}.$$

$$TL = TL_{fr} - \Delta TL_{fp} = -51,0 \text{ dB} \quad (41)$$

where

$$TL_{fr} = -50,7 \text{ dB};$$

$$\Delta TL_{fp} = 0,3 \text{ dB}.$$

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}_s}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} = 0,040 \quad (43b)$$

where

$$\dot{m}_s = 2,29 \text{ kg/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 3,66 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

$$L_g = 16 \log_{10} \frac{1}{1 - M_2} = 0,3 \text{ dB} \quad (42)$$

where $M_2 = 0,040$.

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g = 102,4 \text{ dB(A)} \quad (44)$$

where

$$L_{pi} = 148,2 \text{ dB};$$

$$TL = -51,0;$$

$$L_g = 0,3 \text{ dB}.$$

$$L_{pAe,1m} = L_{pAe} - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2}{D_i} \right] = 92,1 \text{ dB(A)} \quad (45)$$

où

$$L_{pAe} = 102,4 \text{ dB(A)};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

Conclusion: use 92 dB(A).

EXEMPLE 3: cas du régime III

Les données sont les mêmes que dans l'exemple 1, avec les exceptions suivantes:

$$p_2 = 4,8 \text{ bar} = 4,8 \times 10^5 \text{ Pa}; \text{ et}$$

$$\dot{m}_s = 2,59 \text{ kg/s.}$$

Les calculs sont les mêmes que dans l'exemple 1, en régime I, sauf exceptions ci-dessous:

$$p_{VCC} = 5,61 \times 10^5 \text{ Pa (voir exemple 1)}$$

$$p_{2C} = 7,15 \times 10^5 \text{ Pa (voir exemple 1)}$$

$$\alpha = 0,784 \text{ (voir exemple 1)}$$

$$p_{2B} = 4,24 \times 10^5 \text{ Pa (voir exemple 1)}$$

Si: $p_{VCC} > p_2 \geq p_{2B}$, alors on est en régime III

$$5,61 \times 10^5 > 4,8 \times 10^5 \geq 4,24 \times 10^5; \text{ le régime est donc du type III.}$$

$$F_d = 0,30 \text{ (voir exemple 1)}$$

$$D_j = 0,0116 \text{ m (voir exemple 1)}$$

$$T_{VCC} = 405 \text{ K (voir exemple 2)}$$

$$c_{VCC} = 456 \text{ m/s (voir exemple 2)}$$

$$W_{ms} = \frac{\dot{m}_s c_{VCC}^2}{2} = 2,69 \times 10^5 \text{ W} \tag{20}$$

où

$$\dot{m}_s = 2,59 \text{ kg/s};$$

$$c_{VCC} = 456 \text{ m/s.}$$

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} = 1,32 \tag{21}$$

où

$$\gamma = 1,22;$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,784;$$

$$p_2 = 4,8 \times 10^5 \text{ Pa.}$$

EXAMPLE 3: for regime III

The data given are the same as for example 1, except that

$$p_2 = 4,8 \text{ bar} = 4,8 \times 10^5 \text{ Pa; and}$$

$$\dot{m}_s = 2,59 \text{ kg/s.}$$

Calculations are the same as for example 1 for regime I, except as noted.

$$p_{vcc} = 5,61 \times 10^5 \text{ Pa (from example 1)}$$

$$p_{2C} = 7,15 \times 10^5 \text{ Pa (from example 1)}$$

$$\alpha = 0,784 \text{ (from example 1)}$$

$$p_{2B} = 4,24 \times 10^5 \text{ Pa (from example 1)}$$

If: $p_{vcc} > p_2 \geq p_{2B}$, then regime III.

$$5,61 \times 10^5 > 4,8 \times 10^5 \geq 4,24 \times 10^5; \text{ thus regime is III.}$$

$$F_d = 0,30 \text{ (from example 1)}$$

$$D_j = 0,0116 \text{ m (from example 1)}$$

$$T_{vcc} = 405 \text{ K (from example 2)}$$

$$c_{vcc} = 456 \text{ m/s (from example 2)}$$

$$W_{ms} = \frac{\dot{m}_s c_{vcc}^2}{2} = 2,69 \times 10^5 \text{ W} \quad (20)$$

where

$$\dot{m}_s = 2,59 \text{ kg/s;}$$

$$c_{vcc} = 456 \text{ m/s.}$$

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} = 1,32 \quad (21)$$

where

$$\gamma = 1,22;$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa;}$$

$$\alpha = 0,784;$$

$$p_2 = 4,8 \times 10^5 \text{ Pa.}$$

$$\eta_3 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 = 3,32 \times 10^{-4} \quad (25)$$

où

$$M_j = 1,32;$$

$F_{LP}/F_p = 0,805$ (F_{LP}/F_p utilisé en raison de la présence de raccords adjacents).

$$W_a = \eta_3 W_{ms} = 89,3 \text{ W} \quad (26)$$

où

$$\eta_3 = 3,32 \times 10^{-4};$$

$$W_{ms} = 2,69 \times 10^5 \text{ W.}$$

$$f_p = \frac{0,2 M_j c_{vcc}}{D_j} = 10\,413 \text{ Hz} \quad (24)$$

où

$$M_j = 1,32;$$

$$c_{vcc} = 456 \text{ m/s};$$

$$D_j = 0,0116 \text{ m.}$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 2,54 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

où

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_2 = 4,8 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa.}$$

$c_2 = 480 \text{ m/s}$ (voir exemple 1)

$$M_o = \frac{4 \dot{m}_s}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,27 \quad (35b)$$

où

$$\dot{m}_s = 2,59 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 2,54 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s.}$$

NOTE – M_o ne dépasse pas 0,3; les calculs sont donc validés.

$$\eta_3 = (1 \times 10^{-4}) M_j^{6,6} F_L^2 = 3,32 \times 10^{-4} \quad (25)$$

where

$$M_j = 1,32;$$

$$F_{LP}/F_p = 0,805 \quad (F_{LP}/F_p \text{ used because fittings are attached}).$$

$$W_a = \eta_3 W_{ms} = 89,3 \text{ W} \quad (26)$$

where

$$\eta_3 = 3,32 \times 10^{-4};$$

$$W_{ms} = 2,69 \times 10^5 \text{ W}.$$

$$f_p = \frac{0,2 M_j c_{vcc}}{D_j} = 10\,413 \text{ Hz} \quad (24)$$

where

$$M_j = 1,32;$$

$$c_{vcc} = 456 \text{ m/s};$$

$$D_j = 0,011 \text{ m}.$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = 2,54 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

where

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_2 = 4,8 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa}.$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s (from example 1)}$$

$$M_o = \frac{4 \dot{m}_s}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,27 \quad (35b)$$

where

$$\dot{m}_s = 2,59 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 2,54 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

NOTE - M_o does not exceed 0,3 so the calculations are appropriate.

$$NPS_i = 10 \log_{10} \left[\frac{(8,0 \times 10^8) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 153,3 \text{ dB} \quad (36)$$

où

$$W_a = 89,3 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 2,54 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

$$TL_{fr} = 10 \log_{10} \left[(3,0 \times 10^{-13}) c_2^2 \left(\frac{D_i^2}{t_p^2} \right) \left(\frac{1}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415} + 1 \right)} \right) \left(\frac{\rho_a}{\rho_s} \right) \right] = -49,5 \text{ dB} \quad (37)$$

où

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 2,54 \text{ kg/m}^3;$$

$$\rho_a = 1,01325 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$\rho_s = 1,01325 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$f_r = 7\,836 \text{ Hz (voir exemple 1)}$$

$$f_o = 2\,742 \text{ Hz (voir exemple 1)}$$

Si: $f_p > f_r$, alors on utilise l'équation (38c).

$10\,413 > 7\,836$, on utilise donc l'équation (38c).

$$\Delta TL_{fp} = 20 \log_{10} \left(\frac{f_p}{f_r} \right) = 2,5 \text{ dB} \quad (38c)$$

où

$$f_p = 10\,413 \text{ Hz};$$

$$f_r = 7\,836 \text{ Hz}.$$

$$TL = TL_{fr} - \Delta TL_{fp} = -51,9 \text{ dB} \quad (41)$$

où

$$TL_{fr} = -49,5 \text{ dB};$$

$$\Delta TL_{fp} = 2,5 \text{ dB}.$$

$$L_{pi} = 10 \log_{10} \left[\frac{(8,0 \times 10^8) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 153,3 \text{ dB} \quad (36)$$

where

$$W_a = 89,3 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 2,54 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

$$TL_{fr} = 10 \log_{10} \left[(3,0 \times 10^{-13}) c_2^2 \left(\frac{D_i^2}{t_p^2} \right) \frac{1}{\left(\frac{\rho_2 c_2}{415} + 1 \right)} \left(\frac{\rho_a}{\rho_s} \right) \right] = -49,5 \text{ dB} \quad (37)$$

where

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$t_p = 0,008 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 2,54 \text{ kg/m}^3;$$

$$\rho_a = 1,01325 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$\rho_s = 1,01325 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$f_r = 7\,836 \text{ Hz (from example 1)}$$

$$f_o = 2\,742 \text{ Hz (from example 1)}$$

If: $f_p > f_r$, then use equation (38c).

$$10\,413 > 7\,836, \text{ thus use equation (38c).}$$

$$\Delta TL_{fp} = 20 \log_{10} \left(\frac{f_p}{f_r} \right) = 2,5 \text{ dB} \quad (38c)$$

where

$$f_p = 10\,413 \text{ Hz};$$

$$f_r = 7\,836 \text{ Hz}.$$

$$TL = TL_{fr} - \Delta TL_{fp} = -51,9 \text{ dB} \quad (41)$$

where

$$TL_{fr} = -49,5 \text{ dB};$$

$$\Delta TL_{fp} = 2,5 \text{ dB}.$$

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}_s}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} = 0,065 \quad (43b)$$

où

$$\dot{m}_s = 2,59 \text{ kg/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 2,54 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

$$NPS_g = 16 \log_{10} \frac{1}{1 - M_2} = 0,5 \text{ dB} \quad (42)$$

où $M_2 = 0,065$.

$$NPSA_e = 5 + NPS_i + TL + NPS_g = 106,8 \text{ dB(A)} \quad (44)$$

où

$$NPS_i = 153,3 \text{ dB};$$

$$TL = -51,9 \text{ dB};$$

$$NPS_g = 0,5 \text{ dB}.$$

$$NPSA_{e,1m} = NPSA_e - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2}{D_i} \right] = 96,3 \text{ dB(A)} \quad (45)$$

où

$$NPSA_e = 106,8 \text{ dB(A)};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

Conclusion: prendre 96 dB(A).

EXEMPLE 4: cas du régime IV

Les données sont les mêmes que dans l'exemple, avec les exceptions suivantes:

$$p_2 = 4,2 \text{ bar} = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa}; \text{ et}$$

$$\dot{m}_s = 2,62 \text{ kg/s}.$$

Les calculs sont les mêmes que dans l'exemple 1, avec les exceptions suivantes:

$$\alpha = 0,784 \text{ (voir exemple 1)}$$

$$p_{2B} = 4,24 \times 10^5 \text{ Pa (voir exemple 1)}$$

$$p_{2CE} = 5,80 \times 10^4 \text{ Pa (voir exemple 1)}$$

$$M_2 = \frac{4 \dot{m}_s}{\pi D_i^2 \rho_2 c_2} = 0,065 \quad (43b)$$

where

$$\dot{m}_s = 2,59 \text{ kg/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 2,54 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s}.$$

$$L_g = 16 \log_{10} \frac{1}{1 - M_2} = 0,5 \text{ dB} \quad (42)$$

where $M_2 = 0,065$.

$$L_{pAe} = 5 + L_{pi} + TL + L_g = 106,8 \text{ dB(A)} \quad (44)$$

where

$$L_{pi} = 153,3 \text{ dB};$$

$$TL = -51,9 \text{ dB};$$

$$L_g = 0,5 \text{ dB}.$$

$$L_{pAe,1m} = L_{pAe} - 10 \log_{10} \left[\frac{D_i + 2}{D_i} \right] = 96,3 \text{ dB(A)} \quad (45)$$

where

$$L_{pAe} = 106,8 \text{ dB(A)};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m}.$$

Conclusion: use 96 dB(A).

EXAMPLE 4: for regime IV

The data given are the same as for example 1, except that

$$p_2 = 4,2 \text{ bar} = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa}; \text{ and}$$

$$\dot{m}_s = 2,62 \text{ kg/s}.$$

Calculations are the same as for example 1 for regime I, except as noted.

$$\alpha = 0,784 \text{ (from example 1)}$$

$$p_{2B} = 4,24 \times 10^5 \text{ Pa (from example 1)}$$

$$p_{2CE} = 5,80 \times 10^4 \text{ Pa (from example 1)}$$

Si: $p_{2B} > p_2 \geq p_{2CE}$, alors on est en régime IV.

$4,24 \times 10^5 > 4,2 \times 10^5 \geq 5,80 \times 10^4$; le régime est donc du type IV.

$F_d = 0,30$ (voir exemple 1)

$D_j = 0,0116$ m (voir exemple 1)

$T_{vcc} = 405$ K (voir exemple 2)

$c_{vcc} = 456$ m/s (voir exemple 2)

$$W_{ms} = \frac{\dot{m}_s c_{vcc}^2}{2} = 2,72 \times 10^5 \text{ W} \quad (20)$$

où

$$\dot{m}_s = 2,62 \text{ kg/s};$$

$$c_{vcc} = 456 \text{ m/s}.$$

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} = 1,42 \quad (21)$$

où

$$\gamma = 1,22;$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa};$$

$$\alpha = 0,784;$$

$$p_2 = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa}.$$

$$\eta_4 = (1 \times 10^{-4}) \left(\frac{M_j^2}{2} \right) (\sqrt{2})^{6,6} F_L^2 = 4,44 \times 10^{-4} \quad (27)$$

où

$$M_j = 1,42;$$

$F_{LP}/F_p = 0,805$ (F_{LP}/F_p utilisé en raison de la présence de raccords adjacents).

$$W_a = \eta_4 W_{ms} = 121 \text{ W} \quad (26)$$

où

$$\eta_4 = 4,44 \times 10^{-4};$$

$$W_{ms} = 2,72 \times 10^5 \text{ W}.$$

If: $p_{2B} > p_2 \geq p_{2CE}$, then regime IV.

$4,24 \times 10^5 > 4,2 \times 10^5 \geq 5,80 \times 10^4$; thus regime is IV.

$F_d = 0,30$ (from example 1)

$D_j = 0,0116$ m (from example 1)

$T_{vcc} = 405$ K (from example 2)

$c_{vcc} = 456$ m/s (from example 2)

$$W_{ms} = \frac{\dot{m}_s c_{vcc}^2}{2} = 2,72 \times 10^5 \text{ W} \quad (20)$$

where

$\dot{m}_s = 2,62$ kg/s;

$c_{vcc} = 456$ m/s.

$$M_j = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_1}{\alpha p_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]} = 1,42 \quad (21)$$

where

$\gamma = 1,22$;

$p_1 = 1,0 \times 10^6$ Pa;

$\alpha = 0,784$;

$p_2 = 4,2 \times 10^5$ Pa.

$$\eta_4 = \left(1 \times 10^{-4} \right) \left(\frac{M_j^2}{2} \right) (\sqrt{2})^{6,6 F_L^2} = 4,44 \times 10^{-4} \quad (27)$$

where

$M_j = 1,42$;

$F_{LP}/F_p = 0,805$ (F_{LP}/F_p used because fittings are attached).

$$W_a = \eta_4 W_{ms} = 121 \text{ W} \quad (26)$$

where

$\eta_4 = 4,44 \times 10^{-4}$;

$W_{ms} = 2,72 \times 10^5$ W.

$$f_p = \frac{0,35 c_{vcc}}{1,25 D_j \sqrt{M_j^2 - 1}} = 10\,921 \text{ Hz} \quad (29)$$

où

$$M_j = 1,42;$$

$$c_{vcc} = 456 \text{ m/s};$$

$$D_j = 0,0116 \text{ m.}$$

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right) = 2,23 \text{ kg/m}^3 \quad (33)$$

où

$$\rho_1 = 5,30 \text{ kg/m}^3;$$

$$p_2 = 4,2 \times 10^5 \text{ Pa};$$

$$p_1 = 1,0 \times 10^6 \text{ Pa.}$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s (voir exemple 1)}$$

$$M_o = \frac{4 \dot{m}_s}{\pi D^2 \rho_2 c_2} = 0,3 \quad (35b)$$

où

$$\dot{m}_s = 2,62 \text{ kg/s};$$

$$D = 0,100 \text{ m};$$

$$\rho_2 = 2,23 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s.}$$

NOTE - M_o ne dépasse pas 0,3; les calculs sont donc validés.

$$NPS_i = 10 \log_{10} \left[\frac{(8,0 \times 10^8) W_a \rho_2 c_2}{D_i^2} \right] = 154,0 \text{ dB} \quad (36)$$

où

$$W_a = 121 \text{ W};$$

$$\rho_2 = 2,23 \text{ kg/m}^3;$$

$$c_2 = 480 \text{ m/s};$$

$$D_i = 0,2031 \text{ m.}$$