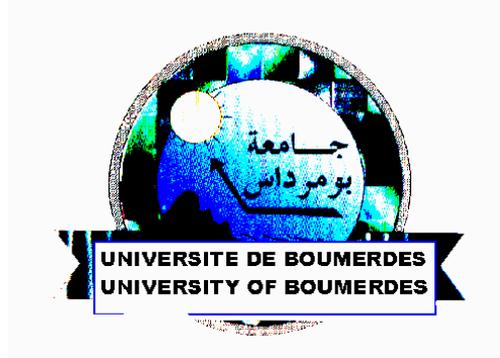


*République Algérienne Démocratique et Populaire*  
*Ministère de L'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique*

UNIVERSITE M'HAMED BOUGUERRA  
BOUMERDES

FACULTE DES HYDROCARBURES ET DE LA CHIMIE



*Département de Transport et Equipements Pétroliers*

**THEME**

**MESURE DES GROS DEBITS DE GAZ .  
CONTRIBUTION DES VENTURI-TUYERES A COL SONIQUE**

**Mémoire de Magister**

**Spécialité :** *Génie Mécanique*

**Option :** *Maintenance Industrielle et Tribologie*

Présenté par : **Mr Mouloud GUEMANA**

Devant le jury composé de :

- <b>Mr NOUR. A</b>	Maître de Conférence (UB)	Président.
- <b>Mr AISSANI. S</b>	Maître de Conférence (UB)	Rapporteur.
- <b>Mr AOUACHRIA. S</b>	Maître de Conférence (SH. DP Hassi R'mel)	Examineur.
- <b>Mr MOHAMEDI. K</b>	Maître de Conférence (UB)	Examineur.
- <b>Mr ZELMAT. M</b>	Maître de Conférence (UB)	Examineur.

Soutenu publiquement le:

**Boumerdès 2002**

---

## **Remerciements**

Ce travail a été effectué au sein du Laboratoire de Génie Physique des Hydrocarbures (LGPH) de Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie (F.H.C), Université de M'hamed Bouguerra.

Je tiens tout d'abord à remercier monsieur Slimane AISSANI, Maître de Conférence et directeur de laboratoire (LGPH) à l'université de M'hamed Bouguerra Boumerdès pour m'avoir encadré durant ce mémoire de la meilleure manière qui soit et d'avoir favorisé, par son dynamisme et sa compétence, un terrain de travail agréable et encourageant.

Je tiens à remercier monsieur A. NOUR, Professeur à l'université de M'hamed Bouguerra Boumerdès pour avoir été président de mon jury de soutenance.

Tous mes remerciements vont aussi à monsieur S. OUACHRIA, Maître de Conférence et un cadre dans la société (Sonatrach) Division Production Hassi R'mel, à monsieur M. ZELMAT, Maître de Conférence à l'université de M'hamed Bouguerra Boumerdès et à monsieur K. MOHAMEDI, Maître de Conférence à l'université de M'hamed Bouguerra Boumerdès, pour avoir accepté d'être membres de mon jury de soutenance.

J'exprime enfin ma sincère gratitude à tous les enseignants et responsables de notre université qui m'ont aidé à avancer dans mes travaux par leur connaissances, par leur conseils et par leur soutien moral et matériel.

---

---



---

**SOMMAIRE**


---



---

NOTATIONS ET SYMBOLES

INTRODUCTION

**Chapitre I : GENERALITES SUR LE COMPTAGE DU GAZ NATUREL**

I.1 DEFINITION DU COMPTAGE.....	2
I.2 LES ATTRIBUTS DU COMPTAGE.....	2
I.2.1 La précision.....	2
I.2.2 La fiabilité et la dérive.....	2
I.2.3 Adaptation au débit.....	3
I.3 BUTS ET OBJECTIFS DU COMPTAGE.....	3
I.4 PROCEDES DE COMPTAGE.....	3
I.4.1 Procédé mécanique (Planimètrage).....	3
I.4.2 Procédé automatique.....	5
I.4.3 Particularité du système automatique par rapport au système mécanique...	5
I.5 PRINCIPE DU COMPTAGE DU GAZ.....	6
I.6 INSTALLATIONS DE COMPTAGE.....	7
I.6.1 Station de comptage .....	7
I.6.2 Poste de livraison .....	9
I.7 ERREURS DE COMPTAGE .....	10

**Chapitre II : DIFFERENTS TYPES DE COMPTEURS**

II.1 COMPTEURS A ELEMENTS DEPRIMOGENES .....	11
II.1.1 Rappel du principe de la méthode de mesurage .....	11
II.1.2 Normalisation .....	12
II.1.3 Données à introduire .....	12
II.1.4 Eléments Primaires .....	13
II.2 COMPTEURS A PISTONS ROTATIFS .....	18
II.2.1 Principe de fonctionnement .....	18
II.2.2 Caractéristiques .....	19
II.3 COMPTEURS A ULTRASONS .....	21
II.4 COMPTEURS A TOURBILLONS .....	22
II.4.1 Compteurs à précession de tourbillons .....	22
II.4.2 Compteurs à effet Vortex .....	23

---

---

II.5 COMPTEURS A SOUFFLET .....	24
II.6 COMPTEURS A TURBINE .....	25
II.6.1 Principe et description .....	25
II.6.2 Plage de mesure et précision .....	26
II.6.3 conditions d'installation .....	27
II.7 COMPTEURS A EFFET CORIOLIS .....	27
II.8 COMPTEUR MASSIQUE THERMIQUE .....	29

### ***Chapitre III : CARACTERISTIQUES PHYSICO-CHIMIQUES DES GAZ***

III.1 CONDITIONS DE BASE .....	30
III.2 COMPOSANTS DU GAZ .....	31
III.3 MASSE MOLLAIRE D'UN GAZ .....	31
III.4 MASSE VOLUMIQUE DU GAZ NATUREL .....	33
III.5 LA DENSITE D'UN GAZ .....	33
III.6 POUVOIR DU GAZ NATUREL .....	34
III.7 EXPRESSION DU FACTEUR DE COMPRESSIBILITE .....	35
III.7.1 Détermination par abaques .....	35
III.7.2 Détermination par corrélations .....	37
III.7.3 Détermination par la corrélation AGA NX19 corrigée .....	37
III.7.4 Détermination par la corrélation GERG .....	39
III.8 VISCOSITE DYNAMIQUE .....	40
III.9 EXPOSANT ISENTROPIQUE .....	43
III.10 INDICE DE WOBBE .....	45
III.11 POINT DE ROSEE « HYDROCARBURES » .....	46
III.12 TENEUR EN CONDENSATS D'HYDROCARBURES D'UN GAZ .....	47
III.13 POINT DE ROSEE EAU D'UN GAZ ET TENEUR EN EAU .....	47
III.13.1 Corrélation de Bukacek .....	49

### ***Chapitre IV : CHOIX D'UN TYPE DE COMPTAGE***

IV.1 LA PRECISION .....	50
IV.2 INVESTISSEMENTS .....	50
IV.3 CONDITIONS DE SERVICE .....	51
IV.3.1 La pression statique .....	51
IV.3.2 Débit .....	52

---

---

IV.4 CARACTERISTIQUES DU GAZ .....	54
IV.4.1 Présence d'impuretés solides ou liquides .....	54
IV.4.2 Caractéristiques physico-chimiques .....	54
IV.5 CONDITIONS D'INSTALLATION .....	55
IV.5.2 Implantation .....	55
IV.6 LE COUT DU MESURAGE .....	55
IV.6.1 Investissements .....	55
IV.6.2 Frais d'exploitation .....	56
IV.7 REMARQUES SUR CERTAINS DEBITMETRES POUR CONDUITE FERMEE .....	56
IV.8 ETAT ACTUEL DE MARCHE ET TENDANCES .....	57
IV.7 LES AVANTAGES ET INCONVENIENTS DES PRINCIPAUX SYSTEMES DE COMPTAGE INDUSTRIELS .....	58
 <b>Chapitre V : ETUDE D'UN VENTURI-TUYERE A COL SONIQUE</b>	
V.1 GENERALITES SUR LES TUYERES SONIQUE .....	59
V.2 ECOULEMENT D'UN FLUIDE PARFAIT DANS UN VENTURI-TUYERE....	59
V.3 ECOULEMENT CRITIQUE AU COL .....	61
V.3.1 Relation de Barré de Saint Venant .....	61
V.3.2 Débit massique du Venturi-tuyère .....	62
V.3.3 Calcul de $W_{cr,s}$ pour le Venturi-tuyère d'essai .....	64
V.4 PARTICULARITES D'EMPLOI DES VENTURI-TUYERES A COL SONIQUE.....	66
V.5 DIFFERENTS TYPES DE VENTURI-TUYERES A COL SONIQUE .....	67
V.6 COEFFICIENT DE DEBIT D'UN VENTURI-TUYERE A COL SONIQUE .....	68
V.6.1 Effet de courbure au col .....	68
V.6.2 Détente non isentropique .....	68
V.6.3 Effet de la viscosité .....	69
V.6.4 Conception de la vitesse moyenne .....	70
V.6.5 Conception du déplacement .....	70
V.6.6 Conception de la perte de charge par frottement .....	71
V.6.7 Influence de la composition du fluide .....	76
V.7 MESURE DE DEBIT A L'AIDE D'ORAGES DEPREMOGENES POUR UN GAZ NATUREL .....	77
V.7.1 Théorie de l'organe déprimogène .....	78
V.7.2 Formulation générale .....	78
V.7.3 Régime d'écoulement dans une canalisation .....	79

---

V.7.4 Nombre de Reynolds $Re$ .....	79
V.7.5 Facteurs influants sur l'écoulement des fluide dans les conduites .....	79
V.7.6 Diaphragme .....	80
V.7.7 Tuyère .....	81
V.7.8 Tube de Venturi .....	82
V.7.9 Calcul d'erreur .....	83
V.7.10 Formule de calcul de l'erreur de débit .....	84
V.7.11 La variation de l'erreur du débit .....	85
CONCLUSION .....	88
ANNEXE 1	
ANNEXE 2	
BIBLIOGRAPHIE	

---

## NOTATIONS ET SYMBOLES

Symboles	Désignation	Unité SI
C	Coefficient de décharge $C=\alpha/E$	-
d	Diamètre de l'orifice ou du col de l'élément primaire dans les conditions d'emploi.	m
D	Diamètre intérieur de la tuyauterie de mesure en amont (ou diamètre amont d'un tube de Venturi classique) dans les conditions d'emploi.	m
E	Coefficient de vitesse d'approche $E=(1-\beta^4)^{1/2}$ .	-
$\Delta P$	Pression différentielle.	Pa
Q	Débit massique.	Kg/s
$\alpha$	Coefficient de débit de l'organe déprimogène.	-
$\beta$	Rapport des diamètres d/D l'organe déprimogène.	-
$\varepsilon$	Coefficient de détente l'organe déprimogène.	-
$\rho_{am}$	Masse volumique du fluide à l'amont de l'organe déprimogène.	kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	Viscosité dynamique du gaz.	Pa.s
$\mu_i$	Viscosité dynamique du constituant « i » présent dans le gaz	Pa.s
T	Température absolue du gaz.	K
$P_{am}$	Pression du gaz à l'amont de l'organe déprimogène.	Pa
M	Masse molaire.	Kg/kmol
R	Constante des gaz parfaits $R=8314,34 \pm 0.12$ .	J/kmol.K
Z	Facteur de compressibilité.	
$C_p$	Chaleur spécifique massique à pression constante.	KJ/kg.°C
$C_v$	Chaleur spécifique massique à volume constant.	KJ/kg.°C
$\gamma$	Rapport des chaleurs spécifiques $C_p/C_v$ .	-
$Y_i$	Fraction molaire du constituant « i » présent dans le gaz.	%
$M_i$	Masse molaire du constituant « i » présent dans le gaz.	kg/kmol
$M_m$	Masse molaire moyenne du gaz.	kg/kmol.
$M_{air}$	Masse molaire de l'air.	Kg/kmol.
V	Volume molaire.	m <sup>3</sup>
$P_{ci}$	Pression critique du constituant « i ».	Kpa
$T_{ci}$	Température critique du constituant « i ».	K
V	Volume massique du gaz.	m <sup>3</sup> /kg
A	Coefficient de détente de la tuyère sonique.	-
a	Célérité du son.	m/s
$C_q$	Coefficient global de débit de la tuyère sonique.	-
$d_c$	Diamètre du col de la tuyère.	m
$F_h$	Facteur d'humidité.	-
g	Accélération de la pesanteur.	m/s <sup>2</sup> .
K	Constante numérique.	-
L	Longueur de la tuyère.	m
$L_c$	Longueur du col de la tuyère.	m

## NOTATIONS ET SYMBOLES

Symboles	Désignation	Unité SI
$M$	Nombre de Mach.	-
$P_c$	Pression statique au col de la tuyère.	Pa
$P_v$	Pression partielle de la vapeur d'eau.	Pa
$Q_{th}$	Débit massique théorique.	kg/s
$Q_{réel}$	Débit massique réel.	kg/s
$Re$	Nombre de Reynolds.	-
$Re_c$	Nombre de Reynolds au col de la tuyère.	-
$r_{gh}$	Constante du gaz humide.	-
$r_{gs}$	Constante du gaz sec.	-
$S_t$	Section droite de la tuyère.	m <sup>2</sup>
$S_{av}$	Section droite à la sortie du Venturi-tuyère.	m <sup>2</sup>
$S_c$	Section droite au col de la tuyère.	m <sup>2</sup>
$T_{am}$	Température absolue à l'amont du Venturi-tuyère.	K
$T_c$	Température absolue au col de la tuyère.	K
$U$	Vitesse d'écoulement du gaz.	m/s
$U_c$	Vitesse d'écoulement du gaz au col de la tuyère.	m/s
$W_{cr,c}$	Rapport critique des pressions eu col et l'amont.	-
$W_{cr,av}$	Rapport critique des pressions aval et l'amont.	-
$\rho_c$	Masse volumique au col du gaz.	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{am}$	Masse volumique de gaz à l'amont.	kg/m <sup>3</sup>
$x$	Longueur du col cylindrique de la tuyère.	m
$x_l$	Longueur axiale du convergent de la tuyère.	m
$\delta$	Epaisseur de la couche limite.	m
$\delta^+$	Epaisseur de déplacement.	m
$\delta^{++}$	Epaisseur de la quantité de mouvement.	m
$\xi$	Coefficient de perte de charge dans la Tuyère.	-
$\alpha_c$	Coefficient d'énergie cinétique au col de la tuyère.	-

## INTRODUCTION

L'investissement dans un projet de réalisation d'un réseau de transport des hydrocarbures coûte très cher. La rentabilité de ce projet nécessite une exploitation rationnelle du réseau et des équipements installés ; d'où une détermination de la mesure de débit transporté avec une précision satisfaisante est nécessaire.

Le transport des hydrocarbures par canalisations, des champs de production vers les utilisateurs, nécessite un suivi strict et rigoureux de la part des opérateurs chargés de la détermination des quantités de produits. Pour réaliser cette opération de comptage plusieurs facteurs entrent en jeu.

L'objectif final, demeure est l'acheminement des produits avec un minimum de pertes et des livraisons des quantités mesurées d'une façon juste et équitable vis à vis des clients.

Compte tenu des quantités importantes à livrer, une erreur même minime, sur les quantités transportées peut représenter du point de vue financier des montants non négligeables dans la vie d'une entreprise.

Par conséquent, le suivi de l'évolution des technologies de comptage, l'amélioration des procédés, en vue de l'augmentation de la précision, doivent demeurer le souci majeur de tous les transporteurs d'hydrocarbures.

Le choix du type de comptage dépend de divers facteurs, c'est ainsi qu'il nous semble judicieux d'aborder un tel sujet qui mérite à notre avis une attention particulière compte tenu des enjeux.

A cet effet une recherche bibliographique sur les moyens de mesure des débits de gaz a été faite.

Une présentation générale d'une station de comptage est le meilleur moyen pour montrer l'importance de ces éléments primaires dans une chaîne de mesure, ainsi que leur principe et plage de fonctionnement et leurs conditions d'installation et de précision.

Une analyse physico-chimique des gaz ayant pour but de rappeler les définitions des grandeurs physiques mesurées et des grandeurs calculées et en donnant quelques méthodes courantes de détermination de leur valeur, soit à partir d'abaques, soit à partir de corrélations.

Le choix d'un type de comptage dépend de divers facteurs qui sont souvent antagonistes dont l'importance relative peut être différente d'un cas à un autre.

Ce choix ne peut être fait qu'après avoir déterminé la précision nécessaire et avoir pris en considération les limites d'emploi des différents systèmes eu égard aux caractéristiques de l'écoulement du fluide dont on doit mesurer le débit et aux conditions d'installation imposées. Parmi les dispositifs susceptibles de répondre aux contraintes de précision et de limites d'emploi évoquées ci-dessus, le choix se portera sur celui dont le coût de revient annuel sera minimal.

On a achevé notre travail par une étude technique de la mesure de débit à l'aide des Venturi-tuyères fonctionnant en régime sonique. Elle consiste à calculer le débit massique qui traverse l'organe à partir de la mesure de la pression et de la température à l'amont de cet appareil, ainsi la détermination des coefficients de débit et des rapports critiques pour des Venturi-tuyères où le diamètre peut être mesuré avec suffisamment de précision. Le but de cette étude est de compléter le manque d'informations concernant les gros débit.

## المخلص:

إن الاستثمار في مشروع للإنجاز شبكة نقل المحروقات يتطلب تكاليف باهضة، ويرتبط المشروع بالاستغلال العقلاني لهذه الشبكة ولتجهيزاتها المركبة، من أجل تحديد مردود هذا التدفق المنقول بدقة معتبرة.

يتطلب نقل المحروقات بواسطة الأنابيب من حقول الإنتاج نحو المستعملين متابعة صارمة من طرف القائمين على أعمال تحديد كميات المنتج. ولتحقيق هذه العملية عدة عوامل تدخل في الحسبان حيث الهدف النهائي هو توفير المنتج بأقل كلفة وتوزيع كميات محسوبة بطريقة صحيحة.

نظرا للكميات الهائلة الموجودة لتوزيع فإن خطأ طفيف في القياس يعتبر من جهة النظر المالية مبلغ معتبر للمؤسسة.

إن اختيار نوع القياس يعتمد على عدة عوامل، دراستنا هاته تأتي من أجل تحديد الطريقة الأمثل لقياس كميات الغاز وهذا بأخذ العوامل المؤثرة بعين الاعتبار.

دراستنا هذه تنقسم إلى خمسة فصول:

الفصل الأول هو عبارة عن وصف عام لمحطة قياس الغاز وهذا من أجل التعريف لمختلف العناصر المكونة لسلسلة القياس وأهميتها.

الفصل الثاني خصص لتقديم مختلف العدادات المستعملة لقياس كميات الغاز، أهميتها، خصائصها ومجال استعمالها.

الفصل الثالث هو دراسة لخصائص الغاز الفيزيائية والكيميائية، الهدف من هذا هو إعطاء تعاريف للمقادير الفيزيائية المقاسة والمحسوبة، مع إعطاء طرق لتحديد قيامها بواسطة طرق حسابية أو منحنيات.

الفصل الرابع عبارة عن تقديم للعوامل المؤثرة في القياس وهذا من أجل اختيار أحسن طريقة لقياس تدفق كميات الغاز.

الفصل الخامس أنهينا به عملنا هذا وذلك بالقيام بدراسة تقنية لدراسة التدفق بواسطة

التي تعمل بنظام صوتي، تدخل في حساب التدفق الكتلي الذي يمر عبر Venturi-tuyères العضو ابتداء من قياس الضغط ودرجة الحرارة الموجودة أمام العضو وكذا تحديد معاملات التدفق والنسب أين يمكن قياس القطر بدقة كافية والهدف من هذا إتمام نقص المعلومات في ما يخص التدفقات الكبرى.

## Abstract

The investment in the realisation of hydrocarbon transport network is very expensive. The profitability of such project requires a rational exploitation of this network and installed facilities. For this reason, an accurate determination of the transported flow rate is necessary. To achieve this aim –determination of the transported flow rate with precision- a suitable selection of the accounting type is required.

The selection of the accounting type depends on several factors, it would appear that it would be worth while to tackle this topic with a particular attention given the stakes. To carry out this study, the following steps are followed:

- General presentation of an accounting station to show the importance of primary elements in measurement chain, in addition to their principle and interval of working and their conditions of installation and precision.
  - A detailed analysis of gas meters has been done.
  - A physico-chemical analysis of gases having the purpose of recalling definitions of the measured and the calculated physical parameters, and giving some current methods for the determination of their values either from charts or from correlations.
  - The selection of an accounting type depends on different factors, such us installation and working conditions.
  - We end our work by a technical study of flow rate measurement using Venturi-nozzles, working in sonic regime. It consists of calculating the mass rate that crosses the organ from the pressure and the temperature measurement to the uphill of this device, also the determination of rate coefficients and the critical ratios for the Venturi-nozzles whose diameter can be measured with sufficient precision. The purpose of this last section consists in completing the lack of information concerning the high rates.
-

L'histoire de la mesure remonte à environ 4000 années, les romains mesuraient la qualité d'un distribuée à chaque habitant dans le but de contrôler la consommation, les chinois aussi ont utilisés la même procédure pour déterminer la quantité d'eau salée expédiée vers les différents unités pour extraire livrées est très important dans l'économie; pour cela commençant d'abords par définir ce qu'est le « Mesurage »[19].

## **I.1 DEFINITION DU COMPTAGE**

Le Mesurage ou « Comptage » dans le jargon professionnel d'un gaz en circulation dans une conduite est défini comme l'ensemble des opérations donnant accès à la connaissance de la quantité de gaz ayant traversée une section définie de la conduite pendant un intervalle de temps bien déterminé.

En transport, il n'existe pas encore un dispositifs de comptage permettant une mesure directe d'une quantité d'énergie. Celle-ci est faite en pratique en mesurant [19].

- Le volume du gaz à des conditions de (P,T) données dites de référence.
- La quantité d'énergie contenue dans l'unité de volume de gaz aux conditions de références c'est-à-dire le Pouvoir Calorifique Supérieur (P.C.S).

## **I.2 LES ATTRIBUTS DU COMPTAGE**

Pour bien définir un comptage en transport, divers aspects sont à prendre en considération tous les comptages donnant lieu à des transactions commerciales sont soumis à la réglementation, cette dernière élaborée par le service de la métrologie, fixe des règles de construction, de précision, d'installation et de contrôle [10].

La réglementation est parfois complétée par des clauses contractuelles spécifiques entre les partenaires de la transaction, faisant souvent référence à des normes.

### **I.2.1 La précision**

L'objectif de la précision est avant tout un acte économique qui donne une crédibilité entre les partenaires de la transaction .Elle tient compte de la réglementation et de l'importance accordée au comptage (technique et financière) par le transporteur et ses partenaires contractuels [44].

### **I.2.2 La fiabilité et la dérive**

La fiabilité et la dérive dans le temps sont des critères de qualité aussi importants que la précision. De plus, le coût d'exploitation du comptage est directement lié à ces éléments (maintenance, fréquence des contrôles).

### I.2.3 Adaptation au débit

Le comptage doit être conçu pour que l'exploitant puisse procéder facilement aux contrôles réglementaires, contractuels ou définis de façon interne de tous les éléments de la chaîne de comptage.

Si l'importance du comptage le justifie, ces contrôles doivent être possibles sans arrêt de fonctionnement [19].

Certains contrôles peuvent être réalisés automatiquement et en continu lorsqu'on utilise des compteurs ayant des parties mécaniques en mouvement, on peut équiper le comptage d'une rampe dite de contrôle permettant de vérifier périodiquement, par mise en service.

La rampe de contrôle réduit de beaucoup les risques de détérioration du compteur associé.

Cette mise en série peut également être faite à l'aide d'un compteur de contrôle monté temporairement sur le poste à la place d'une manchette prévue à cet effet.

### I.3 BUTS ET OBJECTIFS DU COMPTAGE

Sur un réseau de transport, le gaz est compté pour connaître les quantités mises en jeu dans [19]:

- **Le domaine commercial :** Il est le fondement de l'application des contrats d'achat, de vente, de transit. Il est à l'origine de l'établissement des statistiques et des prévisions.
- **Le domaine technique :** Il donne les informations primaires indispensables à l'exploitation rationnelles des réseaux de transport et de distribution, des usines productrices et consommatrices. Il permet l'établissement précis de bilans et de rendements qu'il contribue à améliorer, les mouvements de gaz (débits dans les canalisations, gestion des stocks, précisions de consommation, étude de réseau). Les quantités à compter sont le plus souvent des énergies; parfois des volumes (cumuls, débits moyens horaires et journaliers,...)

### I.4 PROCÉDES DE COMPTAGE

Le comptage du gaz livré au client est effectué selon deux procédés :

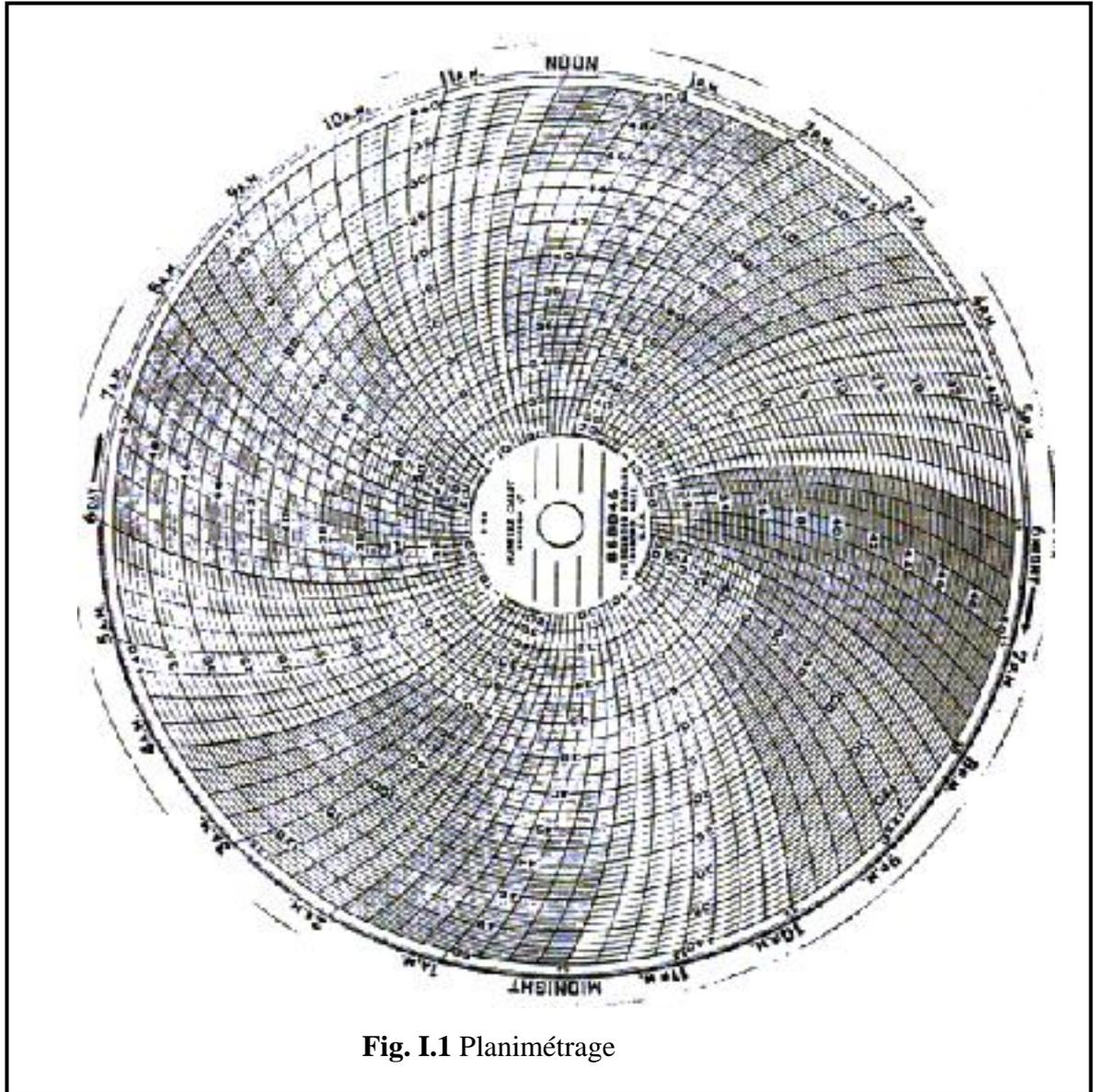
#### I.4.1 Procédé mécanique (planimètrage)

Les paramètres «  $\Delta P$ , P et T » sont représentés sur enregistreurs par des courbes de trois couleurs différentes, (Fig I.1) [32].

- Rouge pour la pression différentielle,
- Vert pour la température,
- Bleu pour la pression.

L'interprétation est ces courbes aboutit aux valeurs physique de ces paramètres. Cette interprétation est effectuée par un planimètrage de chaque courbe à l'aide de planimètre mécanique (quadratique pour la pression différentielle et linéaire pour la température et la pression).

L'opération de planimétrage donne des indexes pour chaque courbe. Ces indexes sont liés aux valeurs physiques des paramètres mesurés.



Comme tous les appareils de mesure, les planimètres subissent des contrôles pour déterminer les coefficients de correction à appliquer à leurs valeurs réelles.

Une fois les valeurs physiques de  $\Delta P$ , P et T sont connues par planimétrage manuel, la valeur de la masse volumique est, soit calculée à partir de la composition physique ou donnée par un densimètre .

Le pouvoir calorifique supérieur « P.C.S » peut être calculé à partir de la composition chimique du gaz (chromatographie) ou donnée directement par un calorimètre, cette donnée permet de convertir les volumes du gaz en énergie, dans ou le produit est commercialisé en énergie.

Le calcul du débit s'effectue suivant la formule de calcul .

Cette méthode peu fiable doit tenir compte de plusieurs facteurs :

- Le coefficient de correction du planimètre (calculé lors de l'étalonnage de ce dernier).
- L'erreur humaine dont le résultat du planimétrage peut différer d'une personne à une autre. Dans ce cas , plusieurs planimétrage sont effectués par différents opérateurs et les différences sont comparées entre eux et pour la même personne et pour deux personnes différentes. La moyenne est donc prise en considération dans les calculs du débit.

#### **I.4.2 Procédé automatique**

Ce procédé de comptage est effectué par une transmission des paramètres de calcul  $\Delta P$ , P, T à un ou plusieurs calculateurs disposés en salle de contrôle [10].

Le débit instantané et global (mesuré selon la norme ISO 5167) pour chaque rampe est calculé automatiquement et enregistré par un appareil.

Les données : densité, CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> sont soit introduites manuellement ou en automatique directement par liaison directe entre les différents appareils et les calculateurs.

Le débit cumulé est aussi visualisé sur cadran digital. En cas de défaillance du transmetteur de données, l'ordinateur générera une alarme et retiendra le dernier bon enregistrement.

#### **I.4.3 Particularité du système automatique par rapport au système mécanique**

La mesure automatiques de quantités de gaz présente les particularités suivantes par rapport à celle par planimétrage [32]:

- Acquisition et mesure continue des principaux paramètres de calcul des débits/volumes de gaz  $\Delta P$ , P, T.

Pour ce faire le système automatique , fait appel des appareils/capteurs , de types électrique/électronique de précision et de fiabilité élevé ( jusqu'à  $\pm 0,1\%$  ) ; alors que les meilleurs appareils mécaniques du système par planimétrage donneraient  $\pm 0,5\%$  de précision.

- Mesure instantanée ( toutes les 10 secondes ) des volumes de gaz transitant par une rampe, prenant aussi en considération les moindres fluctuations du mouvement du gaz.

Ces fluctuations sont difficilement cernées ( problème de découpage en période de calcul sur les diaphragmes d'enregistrement) par le système de planimètrage.

- De part sa considération, utilisant des capteurs de mesure plus précis et un système de traitement des données plus performant (Ordinateurs), le système de mesure automatique , donne une meilleure précision de mesure effectuées  $\pm 0,5\%$  sur l'ensemble de la chaîne de mesure automatique au lieu de  $\pm 2\%$  pour le système de planimètrage .

## I.5 PRINCIPE DU COMPTAGE DU GAZ

Le gaz naturel est commercialisé comme une énergie et l'unité de facturation est généralement le KiloWatt-heure (KWh). L'unité SI est le joule et dans les contrats internationaux on utilise le Megajoule (1KWh = 3,6Mj). Pour définir la quantité d'énergie livrée, il faut mesurer le pouvoir calorifique du gaz et la quantité (volume ou masse) de gaz livrée [19].

La quantité d'énergie  $Q$  est déterminée par le produit :

- de la mesure du pouvoir calorifique supérieur ( $PCS$ ) du gaz (mesure discontinue dont la fréquence dépend de l'importance du transit et des probabilités de changements d'origine du gaz).
- et de la mesure du volume ( $v$ ) de gaz livré, déterminé dans les mêmes conditions soit :

$$Q = PCS.v = PCS_{(n)}.v_{(n)} \quad (1)$$

Les mesure de ces deux grandeurs ne sont pas toujours effectuées dans les mêmes conditions de pression et de température, qui sont en général les conditions « normales ».

La mesure du  $PCS_{(n)}$  aux conditions de base est soit réalisée par un calorimètre, soit déterminée à partir de la composition du gaz suite à une analyse par un chromatographe.

Par l'application d'équation d'état des gaz  $Pv = ZRT$ , le volume est ramené aux conditions de base c'est le « volume corrigé »  $v_{(n)}$ . Cette correction nécessite les mesures de la pression et de la température d'écoulement du gaz ainsi que la détermination du coefficient de compressibilité  $Z$  du gaz.

Globalement, le comptage du gaz fait appel à plusieurs types d'appareils que l'on classe dans les catégories suivante :

- **Eléments primaires** : Ce sont ceux qui permettent d'accéder à la grandeur de base qui mesure la quantité du gaz. (compteur de volume, compteur de vitesse, mesure de débit masse).

- **Eléments secondaires** : Ce sont ceux qui permettent de transformer la mesure en volume corrigé, c'est-à-dire des capteurs de pression, de température et les traitements associés (enregistrements, calcul d'intégration, densimètre).
- **Eléments annexes** : Ces équipements servent à suivre d'une part la quantité du gaz et d'autre part à mesurer des grandeurs nécessaires à la commercialisation (pouvoir calorifique).

## I.6 INSTALLATIONS DE COMPTAGE

Les comptages commerciaux sont situés aux points de « transfert de garde » du gaz [19]:

- Soit entre une installation (champ producteur, usine de traitement ou centre de stockage) et un réseau de transport.
- Soit entre deux réseaux de transports nationaux ou internationaux.
- Soit entre réseau de transport et un réseau de consommation (clients industriels ou distributions publiques).

Dans les deux premiers cas, les quantités concernées sont importantes et le comptage sera réalisé par une unité indépendante destinée uniquement à cette fonction. Elle est généralement dénommée « station de comptage ».

Dans le dernier cas, il y a généralement détente de gaz et le comptage est alors intégré dans une unité qui réalise les fonctions détente, régulation et comptage. Cette unité est appelée « poste de détente et comptage » ou plus simplement « poste de livraison ».

### I.6.1 Station de comptage

Une station de comptage peut être située (Fig I.2) : [19]

- Soit à l'entrée d'un réseau : Comptage d'émission.
- Soit à la jonction de deux parties d'un réseau : Comptage divisionnaire.

Une station de comptage comporte :

- ◆ Tous les appareils nécessaires au comptage
  - **Eléments primaires** : plusieurs rampe de comptage sont installées en parallèle. Actuellement la plupart d'entre elles sont équipées de systèmes de mesure par organes déprimogènes.
  - **Eléments secondaires** : Ils sont associés à chaque rampe de comptage et comprennent des capteurs de pression, de température, des appareils de mesure de la masse volumique et des calculateurs électroniques pour l'acquisition et le calcul des quantités.
  - **Eléments annexes** : Les appareils de détermination des caractéristiques du gaz seront présents sauf pour les comptages divisionnaires car dans ces cas les caractéristiques du gaz sont mesurées en un autre point du réseau.
- ◆ D'autres appareils pour la surveillance de la quantité du gaz (hygromètre, détecteur d'impuretés,..)

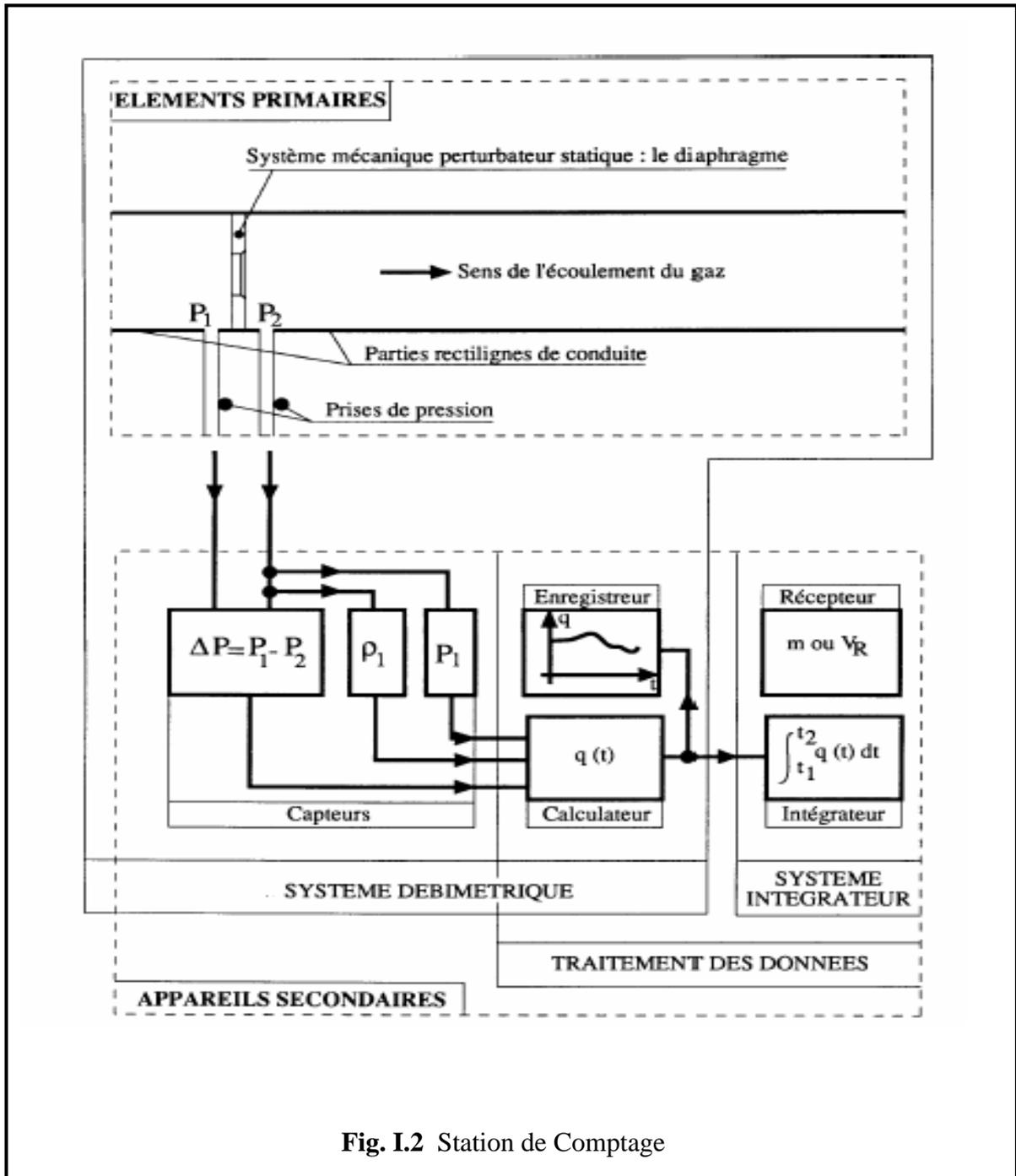


Fig. I.2 Station de Comptage

## I.6.2 Poste de livraison

Si la nature du gaz circulant dans ces comptages est connue par ailleurs, les mesures de densité ou de calorimétrie ne font pas partie de ces types de comptage. Seule la détermination du volume corrigé y est réalisée ainsi qu'une détente du gaz.

Cette détermination suppose une mesure de volume complétée par une ou plusieurs mesure secondaires (pression, température, masse volumique) selon le type de régulation.

Une mesure du coefficient de compressibilité est rarement effectuée. En général celui-ci est calculé selon des normes [19].

### I.6.2.1 Types

Selon la consommation du client, ce poste sera de taille plus ou moins importante. Par exemple, pour un client ayant une consommation inférieure à 100m<sup>3</sup>/h, l'encombrement au sol du poste sera de l'ordre du mètre carré tandis que le poste d'alimentation des très gros clients (fabricants d'énergie, chimistes, distribution d'une métropole régionale) pourront occuper 20 à 100 m<sup>2</sup>. la plupart (90%) des postes de livraison (100 à 5000m<sup>3</sup>/h) tiennent dans une surface de 5m<sup>2</sup> environ.

Sur ces postes les éléments primaires seront plutôt des compteurs à pistons ou turbine.

Selon le mode de régulation, certains éléments secondaires ne sont pas utilisés (correction de température uniquement sur un poste de livraison fonctionnant en régulation de pression).

Les éléments annexes sont limités à la télétransmission du comptage qui est dorénavant intégré au correcteur ou calculateur électronique.

### I.6.2.2 Types de régulation et incidences sur les éléments secondaires

#### a. Régulation de pression :

La vanne de détente est pilotée par la pression de livraison qui doit être maintenue constante.

Pour les corrections de volume, selon son importance le poste sera équipé des matériels suivants [9].

- ◆ **Petits postes** : La pression étant constante il suffit d'une sonde de mesure de la température. Sur les anciennes installations et sur les postes où le débit est stable cette mesure est enregistrée sur un diagramme papier exploité manuellement par planimétrie. Sur les nouvelles installations et les postes à débits variables des correcteurs de température sont installés. Ces correcteurs enregistrent les valeurs de la température, calculent les débits aux conditions de référence et totalisent les quantité livrées. Ces installations sont appelées « Comptage avec correcteurs *T* ». Pour des raisons réglementaires, un enregistrement de la pression est maintenu.
- ◆ **Gros postes** : Sur une grosse installation, les faibles variations de la pression dues à la régulation ne peuvent être négligées. Il est alors nécessaire de mesurer la pression et la température du gaz au voisinage des éléments primaires. Les systèmes d'enregistrement sur papier (thermographe et manographe) ont pratiquement disparu pour être remplacés par des systèmes « Correcteurs *PTZ* » qui enregistrent

électroniquement les valeurs de la température  $T$ , et de la pression  $P$  calculent le coefficient de compressibilité  $Z$  et cumulent les quantités livrées.

## b. Régulation de masse volumique

Avec cette régulation, la masse volumique est maintenue constante lorsque la quantité du gaz est stable. En conséquence les variations de  $P$  et  $T$  sont liées l'une à l'autre et le rapport du « volume aux conditions de mesurage » au « volume aux conditions de base » est constant. La correction que l'on effectue sur ce type d'installation utilise le rapport entre la masse volumique consigne de régulation et la masse volumique du même gaz aux conditions de base. Ce rapport reste constant si la composition du gaz est stable et si l'on ne change pas l'échantillon de régulation. Dans le cas contraire, ou bien si l'importance des quantités livrées le justifie économiquement, l'installation de comptage comportera les mêmes types d'éléments que la régulation de pression (Correcteur  $T$  ou  $PTZ$ , Calculateur  $PTZ$ ) [19].

## I.7 Erreurs de comptage

On peut distinguer trois catégories d'erreurs qui peuvent provoquer un manque de fiabilité au niveau du comptage [32]:

- ◆ **Erreurs humaines** : Celles-ci sont commises lors de la lecture d'une valeur à partir d'un appareil de mesure, l'opérateur peut se tromper d'une graduation ou plus, c'est pour cela qu'on effectue plusieurs lectures pour essayer de minimiser les erreurs, n'empêche qu'il y a toujours un pourcentage même très petit d'erreurs .
- ◆ **Erreurs de l'appareil** : Ce type d'erreur met en considération la précision des appareils de mesure ; il existe des appareils moins précis que d'autres, un appareil digital est beaucoup plus précis qu'un appareil mécanique.

A force d'utiliser les instruments de mesure plusieurs fois ces derniers perdent de leurs capacités de donner des résultats plus au moins corrects, pour cela on effectue un étalonnage périodique aux instruments de mesure.

- ◆ **Erreurs causées par les perturbations** : On peut remarquer deux grandes types de perturbations susceptibles de provoquer les erreurs de comptage.
  - a) **Les perturbations spatiales** : Ce sont des perturbations qui ne présentent pas un caractère instationnaire ou périodique très marqué. Les perturbations spatiales engendrées par les différents éléments de la conduite ( coudes, vannes, changement de sections...etc.) peuvent être caractérisées par une dissymétrie du profil de vitesse moyenne axiale, un taux de turbulence, une présence d'un écoulement secondaire. Toutes les perturbations spatiales ne présentant pas d'écoulement secondaire s'atténuent assez rapidement, la distance nécessaire pour une atténuation de 90% est généralement inférieure à 10 ou 20D. Les autres perturbations peuvent nécessiter jusqu'à 100 D pour s'atténuer de 90% [75].
  - b) **Les pulsations d'écoulement** : Le terme pulsation d'écoulement recouvre plus ou moins la notion d'écoulement instationnaire.

Les perturbations spatiales comme les instationnaires sont susceptibles de produire des erreurs de mesurage du débit du gaz par diaphragme.

Il existe différents types de compteurs pour le mesurage ; chaque types dépend de la nature du débit (haut débit ; bas débits ; ...), les plus importants sont les suivants :

- Compteurs à éléments déprimogènes.
- Compteurs à pistons rotatifs.
- Compteurs à ultrasons.
- Compteurs à tourbillons.
- Compteurs à soufflet
- Compteurs à turbine.
- Compteurs à effet Coriolis.
- Compteurs à masse thermique.

## II.1 COMPTEURS A ELEMENTS DEPRIMOGENES

### II.1.1 Rappel du principe de la méthode de mesurage

La méthode de mesurage est basée sur la propriété de conservation d'énergie lors d'un écoulement permanent d'une masse de fluide, dont l'équation de *Bernoulli* constitue l'expression la plus connue. Elle utilise aussi le principe de continuité qui stipule que le débit massique d'un fluide est constant en toute section d'une conduite continue [19].

Dans sa mise en œuvre elle consiste à interposer un élément primaire tel qu'un diaphragme, un tube de venturi ou une tuyère sur le passage d'un fluide s'écoulant en charge dans une conduite, ce qui a pour résultat la création d'une pression différentielle au sein du fluide entre l'amont et le col ou l'aval de cet élément déprimogène.

Le débit massique est lié à la pression différentielle par l'une des formule de base suivantes [1]:

$$Q = \alpha \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \sqrt{2\Delta P \cdot \rho_{am}} \quad (1)$$

$$\text{ou} \quad Q = CE \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \sqrt{2\Delta P \cdot \rho_{am}} \quad (2)$$

Dans ces équations, outre les grandeurs physiques, figurent des facteurs de correction, déterminés empiriquement et qui servent à tenir compte du comportement réel des fluides. Ainsi, lorsque le fluide est compressible, la valeur de la masse volumique subit l'influence de la dépression relative provoquée par l'organe déprimogène. D'où la présence de coefficient de détente  $\varepsilon$ , égal à 1 si le fluide est incompressible, mais inférieur à l'unité lorsque le fluide est compressible, ce qui est le cas des gaz. Sa valeur est fonction, entre autres, de l'exposant isentropique, qui est considéré constant lors du passage du gaz à travers l'élément déprimogène. De même, la déformation de l'écoulement à l'amont et à l'aval de l'organe causée par la présence de ce dernier provoque une erreur sur la perception de la pression statique dans la veine contractée. C'est ce qui a amené l'introduction du coefficient de décharge  $C$  qui est fonction du coefficient de vitesse d'approche  $E$  et du nombre de *Reynolds* de l'écoulement. Le produit  $\alpha = CE$  est appelé coefficient de débit.

Lorsque l'on veut dimensionner un élément déprimogène à implanter dans une tuyauterie donnée en vue d'une mesure de débit, comme c'est le cas pour une installation nouvelle, les termes  $\alpha$  ou  $CE$  des équations précédentes ne sont généralement pas connus. En conséquence, on choisit a priori :

- Le type d'élément déprimogène que l'on se propose d'employer,
- Une valeur de débit ainsi que la valeur correspondante de la pression différentielle que l'on porte dans l'équation de base, présentée sous la forme suivante :

$$\alpha.\beta^2 = \frac{4Q}{\varepsilon.\pi.\sqrt{2\Delta P}.\rho_{am}} \quad (3)$$

Après quoi l'on détermine par approximations successives le rapport des diamètres de l'élément retenu, ce qui permet d'obtenir les caractéristiques nécessaires pour sa construction.

### II.1.2 Normalisation :

Les mesures de débit au moyen d'organes déprimogènes font l'objet de la norme internationale *ISO5167*. La normalisation concerne principalement [19]:

- La définition des éléments primaires. Ceux-ci sont composée des appareils déprimogènes et des prises de pression qui leur sont associées, les appareils secondaires couvrant tous les autres instruments et dispositifs utilisés dans la chaîne de mesurage.
- Les conditions générales de validité des mesures, relativement à l'élément primaire, à la nature du fluide et à l'installation. En ce qui concerne cette dernière, la norme précise entre autres les longueurs droites minimales à prévoir en amont et en aval de l'élément primaire, ainsi que les conditions d'emploi et les caractéristiques principales des redresseurs d'écoulement.
- Les valeurs des coefficients de décharge  $C$  et de détente  $\alpha$ .

A la norme citée, il faut associer la norme *ISO 5168* qui traite du calcul complet de l'erreur, ainsi que la norme *ISO 2186* définit les moyens de transmettre à un appareil secondaire un signal de pression provenant d'un élément primaire.

Il faut aussi mentionner les différents textes légaux (décrets, arrêtés ministériels) qui régissent les différents aspects du mesurage du gaz lié à des transactions commerciales opérées sur le territoire.

### II.1.3 Données à introduire :

Pour calculer le débit massique en se servant des équations (1) et (2), il faut introduire les données suivantes [1]:

- les diamètres  $d$  et  $D$ ,
- les rapports  $L1$  et  $L2$  qui dépendent du type de prise de pression adopté (dans les angles, à la bride,  $D$  et  $D/2$ ) et qui servent au calcul du coefficient de décharge  $C$ ,
- la pression différentielle  $\Delta P$  mesurée par un manomètre différentiel,
- la masse volumique  $\rho_{am}$ ,
- la pression statique  $P_{am}$  pour le calcul  $\varepsilon$ ,
- l'exposant isentropique  $k$  pour le calcul de  $\varepsilon$ ,

- la viscosité  $\mu$  pour le calcul de  $C$  par l'intermédiaire du nombre de *Reynolds*.

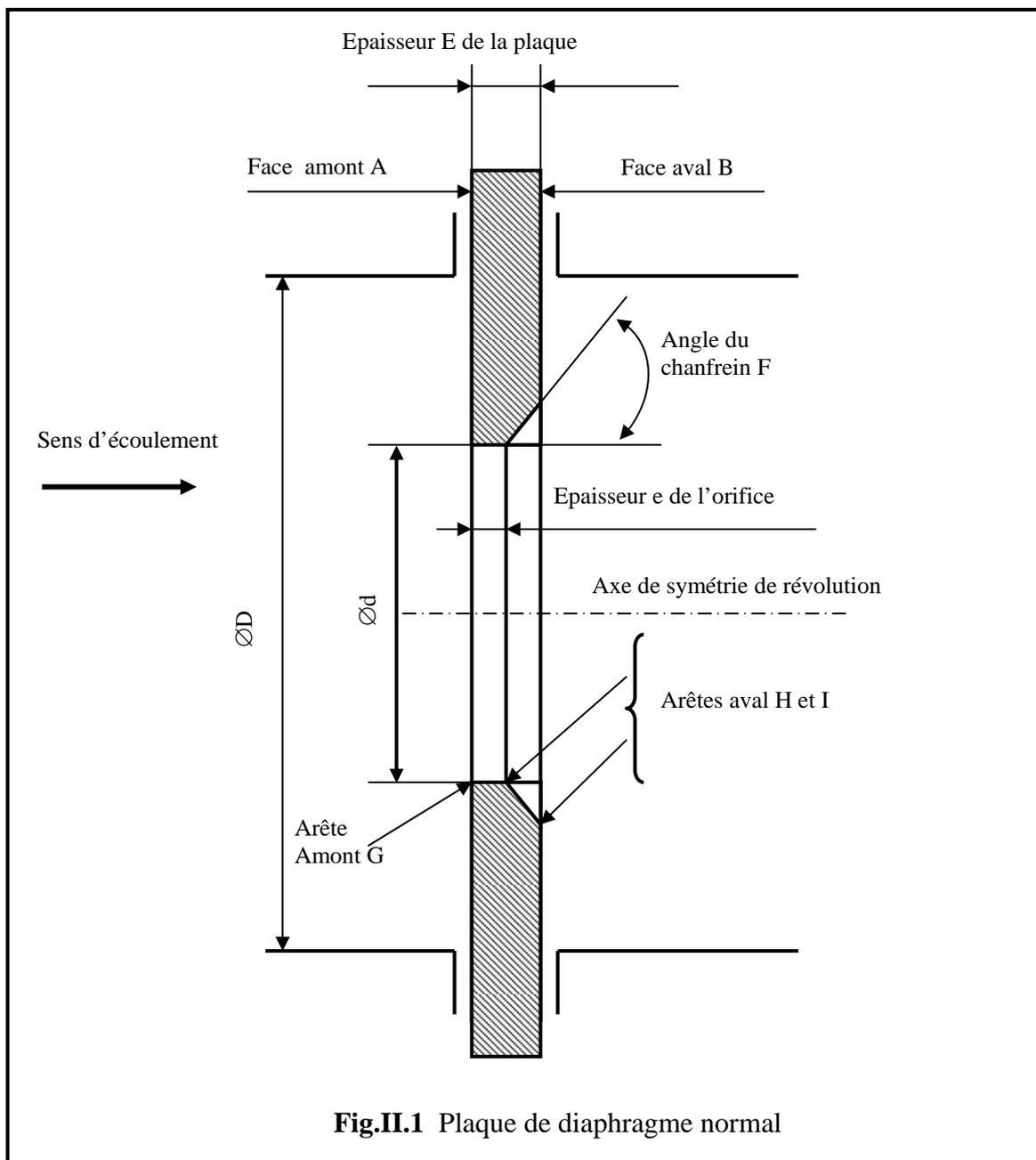
### II.1.4 Eléments primaires :

Les éléments primaires comprennent les appareils déprimogènes et les prises de pression qui leur sont associées.

#### II.1.4.1 Diaphragmes

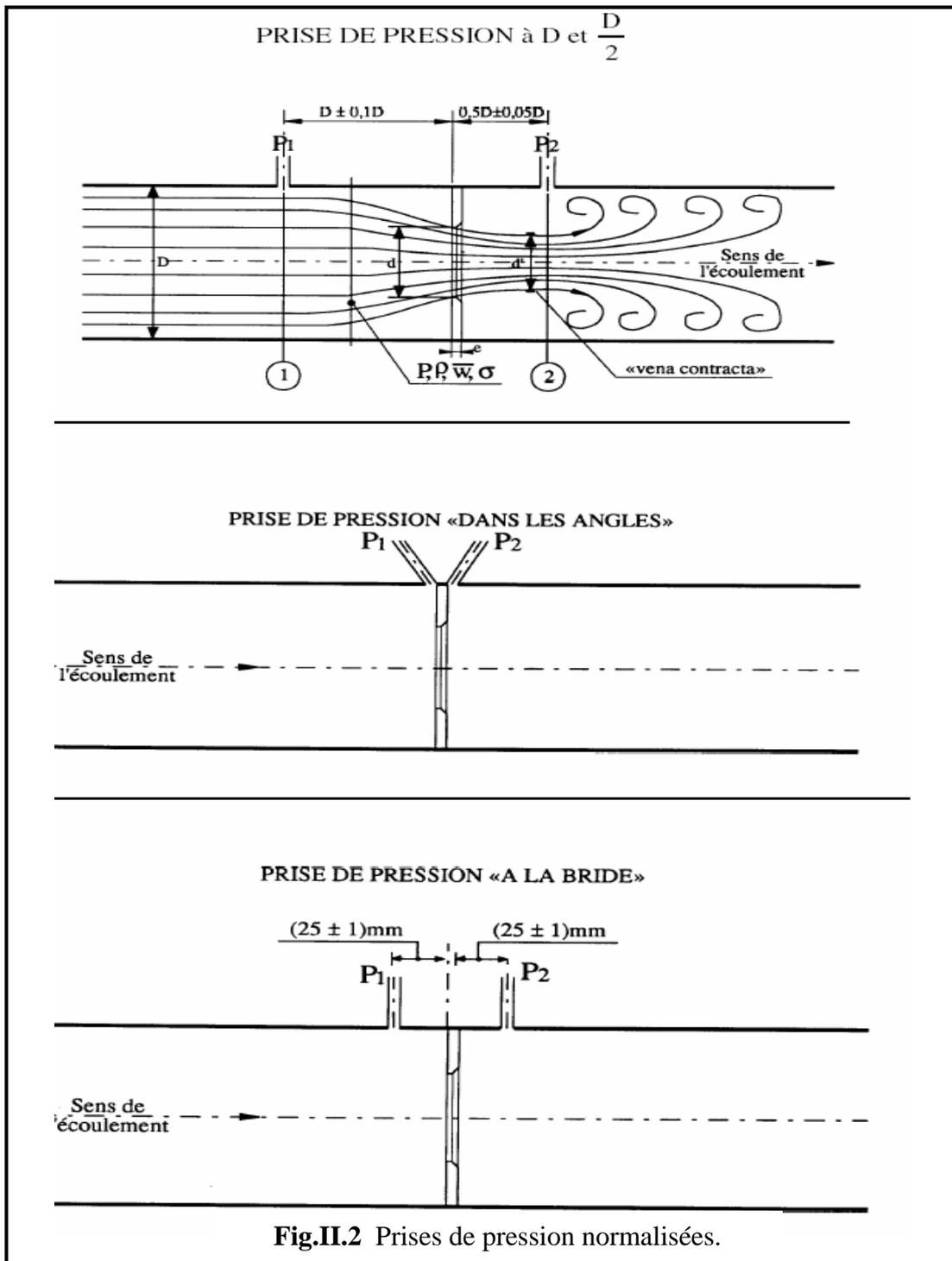
Le diaphragme, appelé aussi « plaque à orifice » est l'organe déprimogène le plus courant en raison de sa simplicité de construction, de sa facilité de fabrication, donc de son faible prix de revient, enfin, de son interchangeabilité, avantage non négligeable en exploitation [1].

Il consiste en une plaque mince, percée d'un orifice circulaire dont le centre coïncide avec celui de la conduite et dont l'arrête amont forme un angle droit à bord vif (Fig.II.1).



Selon leur emplacement respectif par rapport à la face amont et à la face aval du diaphragme, on distingue les types suivants de prise de pression normalisées [43]: « à la bride », « dans les angles », « à D » et « à  $d/2$  » (Fig.II.2).

Les prises de pression sont implantées le plus souvent dans le dispositif porte diaphragme dont les réalisations diffèrent entre elles, principalement dans la manière dont est réalisée la mise en place et retrait du diaphragme. Sur certains modèles perfectionnés ces opérations peuvent être exécutées sans démontage d'élément de tuyauterie et même sans décompression préalable, grâce à un sas, ce qui présente un intérêt appréciable dans le cadre de l'exploitation pour les vérifications périodiques diaphragme.



### II.1.4.2 Tubes de venturi :

Le tube de Venturi est constitué principalement par troncs de cône réunis par leur petite base, formant ainsi un étranglement. La partie la plus étroite est dénommée col. (Fig. II.3).

Son prix de revient est nettement plus élevé que celui d'un diaphragme, vis à vis duquel il présente notamment les avantages suivants : perte de pression plus petite, ce qui peut être avantageux pour les débits importants accompagnés de pressions peu élevées, longueurs droites requises en amont et en aval plus petites [1].

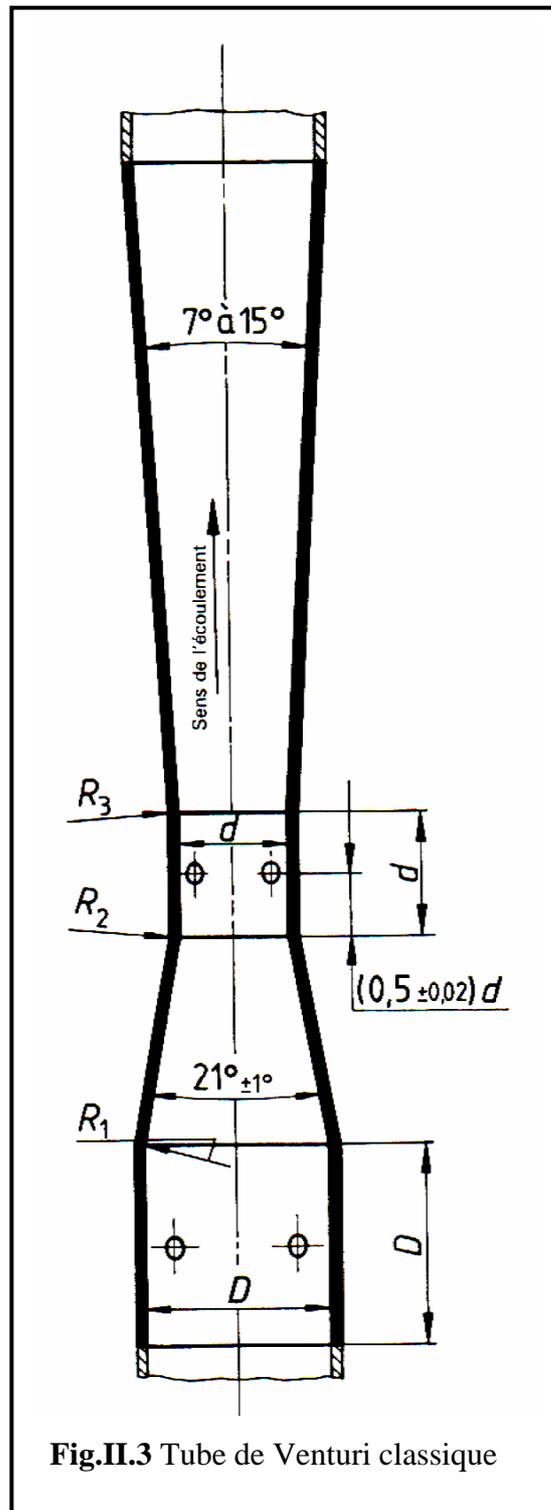


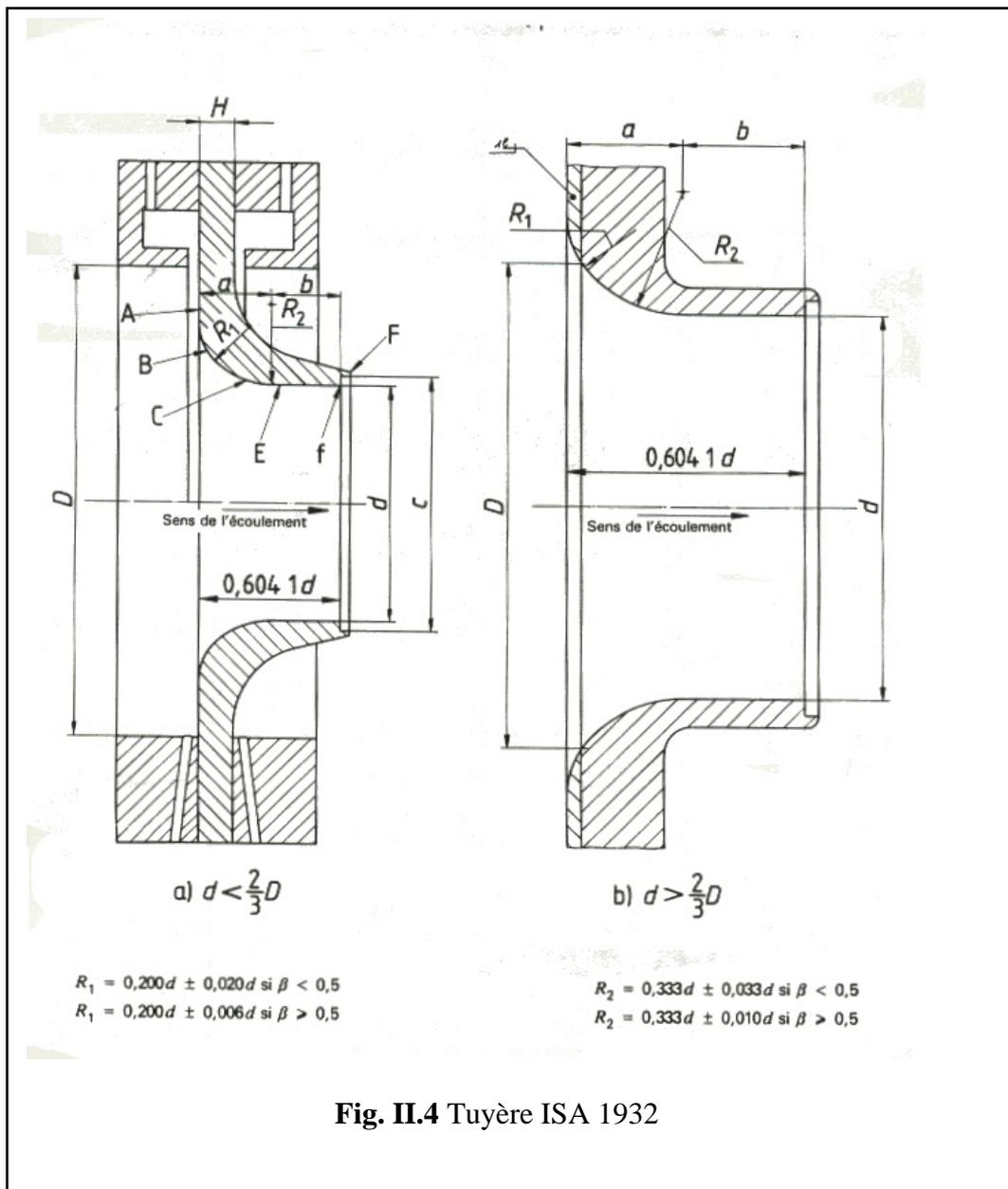
Fig.II.3 Tube de Venturi classique

**II.1.4.3 Tuyères :**

Malgré son encombrement modeste et la simplicité de sa conception, la tuyère revient un peu plus cher qu'un diaphragme à cause d'un usinage plus complexe. On l'utilise de préférence à ce dernier dans le cas de fluides corrosifs ou érosifs susceptibles de détériorer le profil aigu de l'arête provoquant ainsi une erreur dans la mesure. La perte de pression qui est encore plus faible que celle provoquée par un tube de Venturi et est aussi un facteur à considérer [1].

Il existe deux types de tuyères normalisées : la tuyère ISA 1932 et la tuyère à long rayon e (Fig. II.4) et (fig. II.5).

Si l'on ajoute un divergent tronconique à une tuyère, on obtient un «Venturi-tuyère», qui est un élément primaire qui présente à l'écoulement une moindre perte de pression qu'un diaphragme ou une tuyère (Fig. II.6).



**Fig. II.4** Tuyère ISA 1932

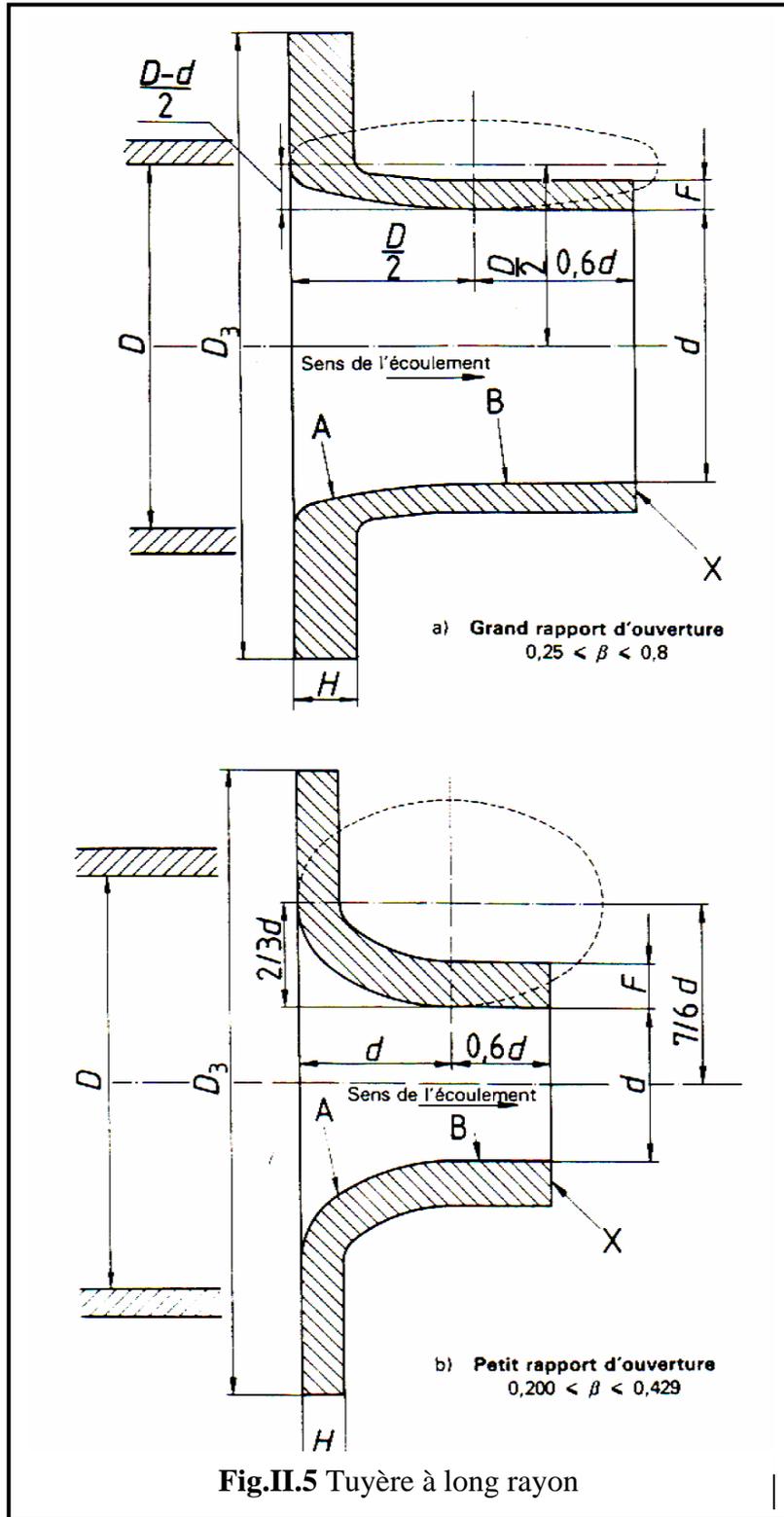


Fig.II.5 Tuyère à long rayon

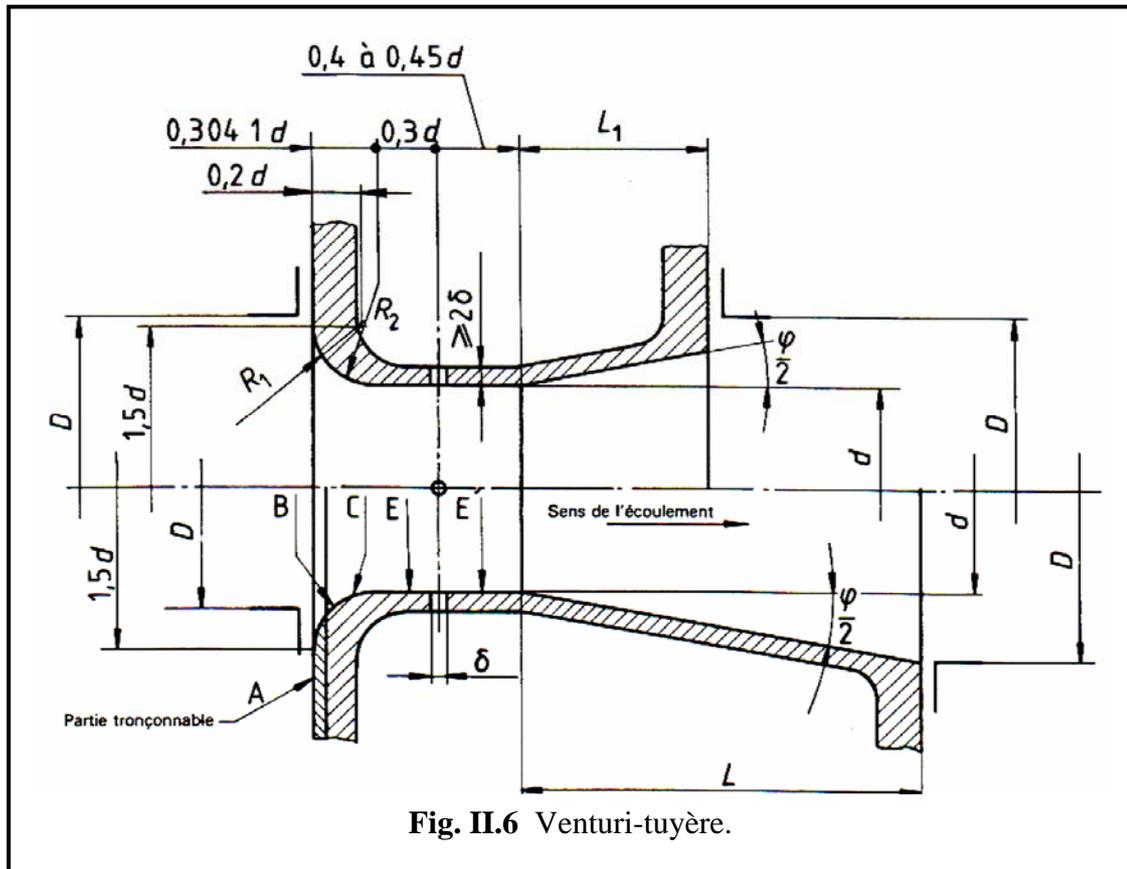


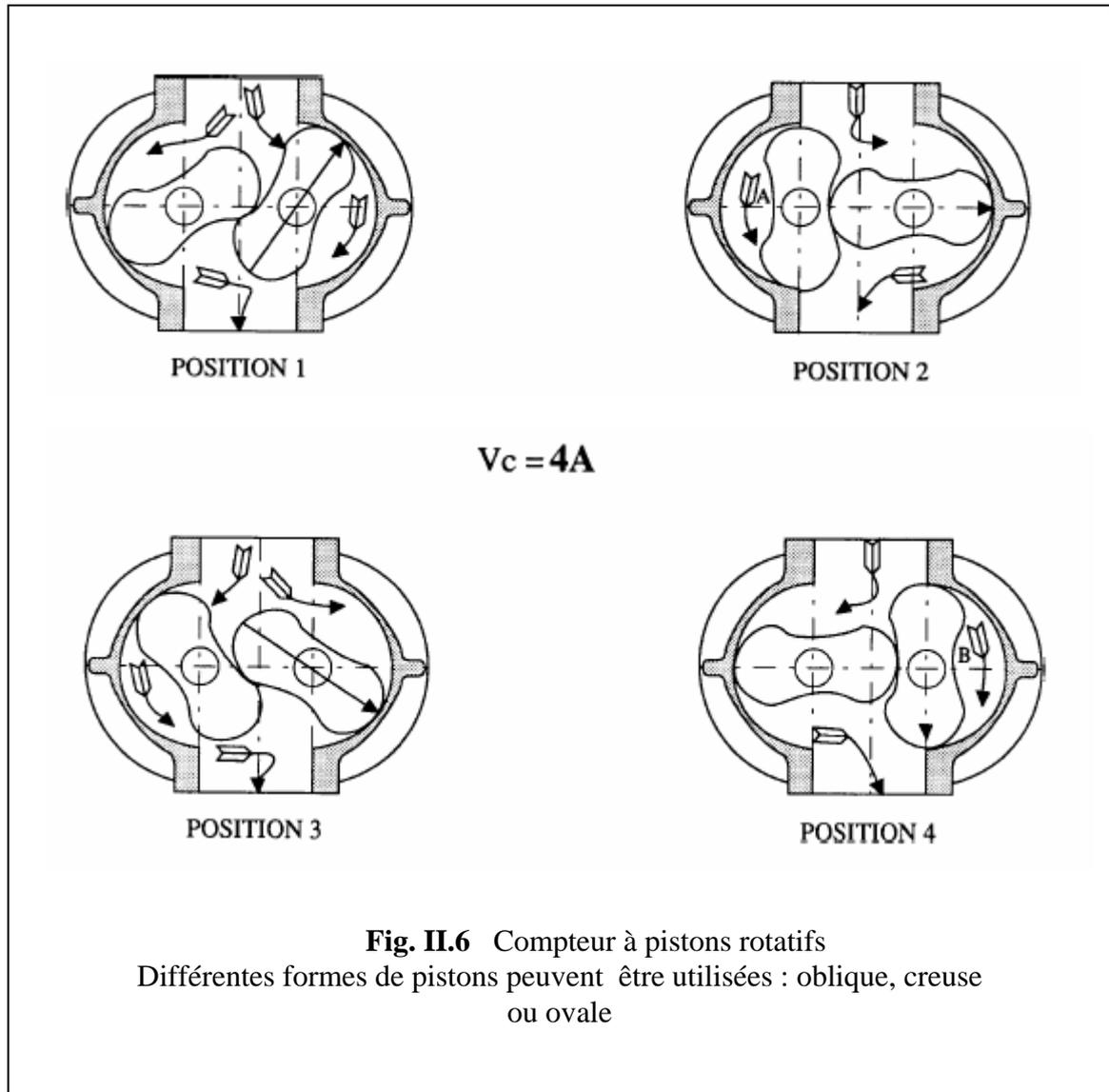
Fig. II.6 Venturi-tuyère.

## II.2 COMPTEURS A PISTONS ROTATIFS

### II.2.1 Principe de fonctionnement :

Dans le compteur à pistons rotatifs, deux pistons à deux pales tournent dans une enveloppe formée de deux demi-cylindres de même diamètre et de même axe que les pistons. [19]. Ces deux demi-cylindres font partie du carter qui comprend également les tubulures d'entrée et de sortie du gaz. Les sections terminales du carter sont fermées par des plaques parfaitement dressées afin de réduire le jeu existant entre elles et les pistons, et par suite le passage du gaz non mesuré. Les mobiles sont conjugués entre eux, la continuité du mouvement étant assurée par deux engrenages placés en bout d'arbre. Le profil des pistons est tel qu'ils restent constamment tangents l'un à l'autre d'une part, à l'enveloppe d'autre part.

Pour chaque tour complet d'une pale, le piston passe deux fois dans la position verticale, fermant ainsi deux volumes A entre lui-même et l'enveloppe. Le volume A est parfaitement défini puisqu'il est limité par les surfaces invariables du piston et de l'enveloppe. Il s'ensuit que le volume cyclique du compteur est égal à 4 fois le volume A.



Dans ce type de compteur l'étanchéité entre les mobiles d'une part et entre le corps et les mobiles d'autre part n'est pas parfaite.

Il existe donc un débit de fuite. L'étalonnage du compteur en usine permet de pallier ce défaut.

## II.2.2 Caractéristiques

### II.2.2.1 Calibre :

La désignation réglementaire d'un compteur est composée de la lettre G suivie d'un nombre caractéristique de son calibre [19] : 10,16,25,40,65, avec leurs multiples par 10.

Le débit maximal du compteur est égal au nombre de la désignation du compteur immédiatement supérieur. Par exemple, G160 correspond à un débit réel maximal de  $250 \text{ m}^3/\text{h}$ .

On trouve des compteurs à pistons rotatifs du G16 au G1600.

Désignation G	Débit maximal $Q_{\max}(\text{m}^3/\text{h})$
16	25
25	40
40	65
65	100
100	160
160	250
250	400
400	650
650	1000
1000	1600
1600	2500

Tableau.II.1 Désignation des compteurs

### II.2.2.2 Dynamique (plage de fonctionnement) :

La dynamique est définie comme le rapport du débit maximal ( $Q_{\max}$ ) au débit minimal d'exactitude ( $Q_{\min}$ ). Elle est généralement égale à 20, et peut être portée dans certains cas à 60.

Elle est fonction essentiellement de l'importance des jeux entre les pistons et l'enveloppe.

### II.2.2.3 Erreur admissible :

Pour les compteurs à piston rotatifs, l'erreur maximale doit être comprise dans le cas d'une vérification primitive entre [19]:

$\pm 2\%$  de la mesure de débit entre  $Q_{\min}$  et  $0,2Q_{\max}$ ,

$\pm 1\%$  de la mesure de débit entre  $0,2Q_{\max}$  et  $Q_{\max}$

et, dans le cas d'une vérification périodique, entre :

$\pm 4\%$  de la mesure de débit entre  $Q_{\min}$  et  $0,2Q_{\max}$ ,

$\pm 2\%$  de la mesure de débit entre  $0,2Q_{\min}$  et  $Q_{\max}$ .

Le constructeur élabore lors de la vérification primitive de chaque appareil une courbe d'erreur dont l'allure est la suivante [19]:

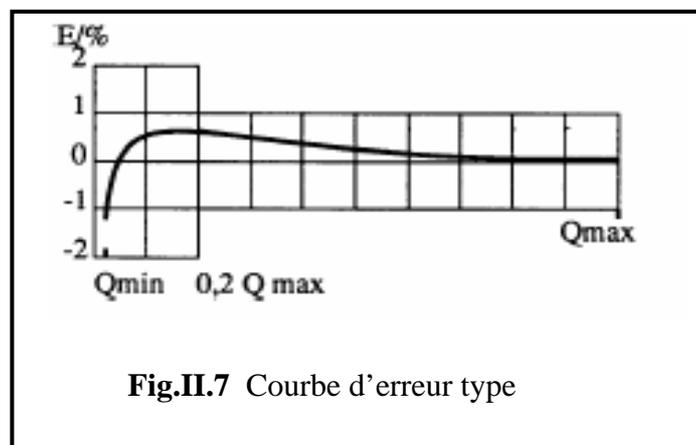


Fig.II.7 Courbe d'erreur type

### II.2.2.4 Pression maximale de service :

Les limites d'utilisation en pression des compteurs à pistons rotatifs sont fixées par la quantité de leur enveloppe et réglementation [19]: 40, 10, 16, 25, 70, 80 bar, selon qu'il s'agit de fonte ordinaire, d'alliage d'aluminium, de fonte GS (ductile ou graphite sphéroïdal) ou d'acier. La fonte étant cassante mais moins chère que l'acier, on lui préfère ce dernier chaque fois que les impératifs budgétaires le permettront.

### II.3 COMPTEURS A ULTRASONS

Le principe général de cette méthode consiste à utiliser la variation de vitesse apparente du son dans le gaz, mesurée par un récepteur fixe, lorsque la vitesse du gaz varie [72].

Deux sondes à la fois émettrices et réceptrices sont installées de part et d'autre de la conduite (Fig.II.8).

Les émissions sont aussi faites par des cristaux piézo-électrique excités par un signal sinusoïdal. Les récepteurs sont aussi constitués de tels cristaux. Un même cristal peut être alternativement émetteur et récepteur. Une sonde peut aussi comporter un cristal émetteur et un cristal récepteur.

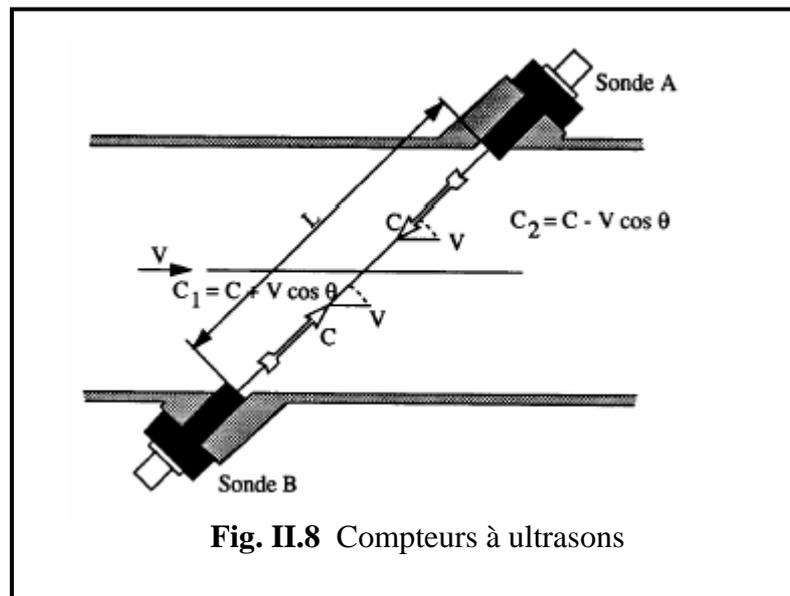


Fig. II.8 Compteurs à ultrasons

Les signaux peuvent être des trains d'ondes ou des impulsions, le deuxième cas permettant d'atteindre de meilleures précisions.

On mesure la différence du temps de propagation du son dans chacun des deux sens entre les deux sondes. On montre que la vitesse du gaz  $V$  est telle que [4]:

$$V = \frac{L^2 \Delta t}{2D.t^2} \quad (4)$$

- avec :
- L : Distance entre les 2 sondes,
  - D : Diamètre de la conduite,
  - t : Différence de temps de transit,
  - $\Delta t$  : Temps de transit moyen.

Il est primordial que le fluide ne véhicule pas de gaz ou de solides, pour éviter la dispersion des ondes acoustiques entre les deux transducteurs. L'ensemble du dispositif, à l'extérieur de la conduite, est insensible à l'agressivité du fluide et n'entraîne aucune perte de charge [25]:

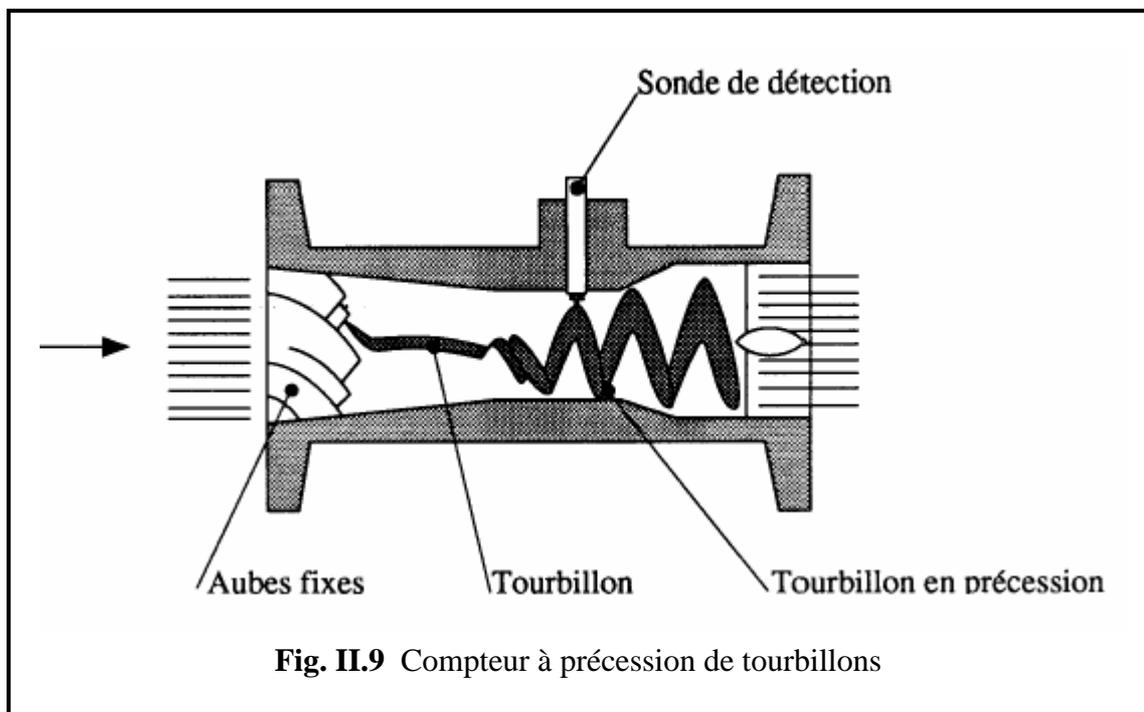
- domaine d'utilisation : fréquemment utilisé pour les écoulements turbulents, pour les fluides non conducteurs (notamment hydrocarbures), là où les débitmètres électromagnétiques ne conviennent pas.
- diamètre de canalisations : généralement important,
- précision : peut atteindre 0,5 %,
- temps de réponse très rapide, jusqu'à 1 ms.

## II.4 COMPTEURS A TOURBILLONS

Le principe de ces appareils consiste à créer dans le flux de gaz des tourbillons (ou vortex) dont on mesure la fréquence. Cette fréquence est liée à la vitesse moyenne de l'écoulement, donc au débit du gaz [43].

### II.4.1 COMPTEUR A PRESSION DE TOURBILLONS (Fig.II.9)

Un mouvement giratoire forcé est développé par un aubage directeur à l'entrée de l'appareil qui concentre le gaz en une veine et met en rotation autour de l'axe de mesure [43]. On montre que la relation entre la fréquence de passage des spires du tourbillon et la vitesse du gaz est linéaire. Le système de comptage est réalisé par mesure de la variation de pression ou de température due au passage du tourbillon. La précision de tels appareils est de l'ordre de 1 à 2% du débit mesuré.



**Fig. II.9** Compteur à précession de tourbillons

### II.4.2 COMPTEUR A EFFET VORTEX (Fig.II.10)

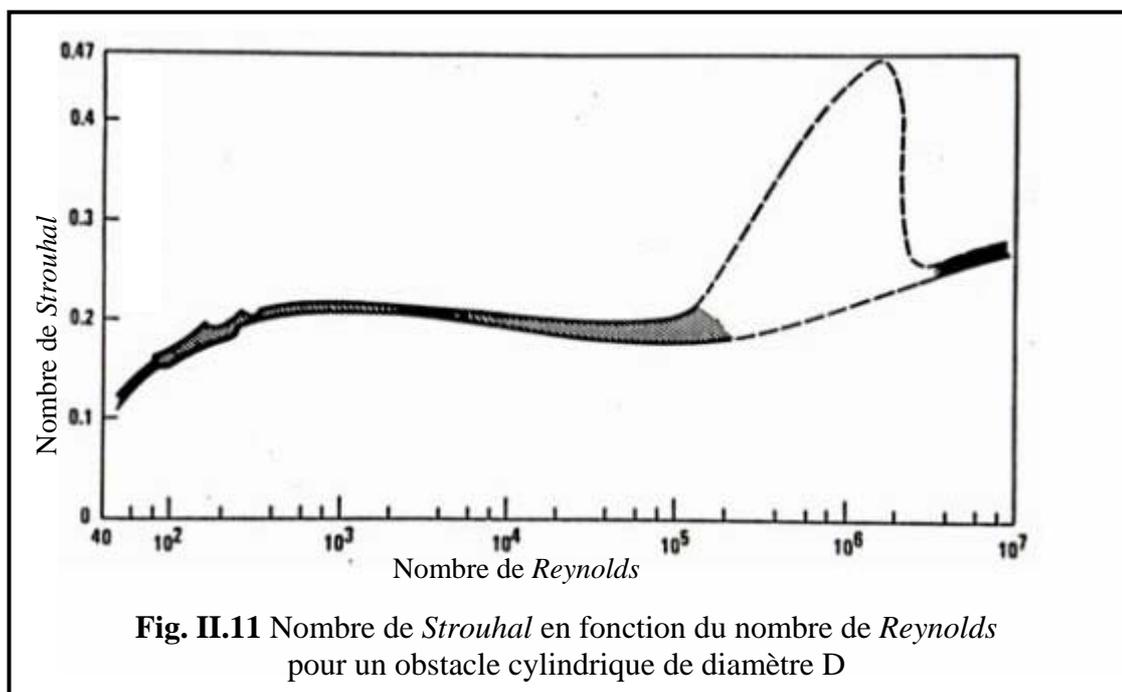
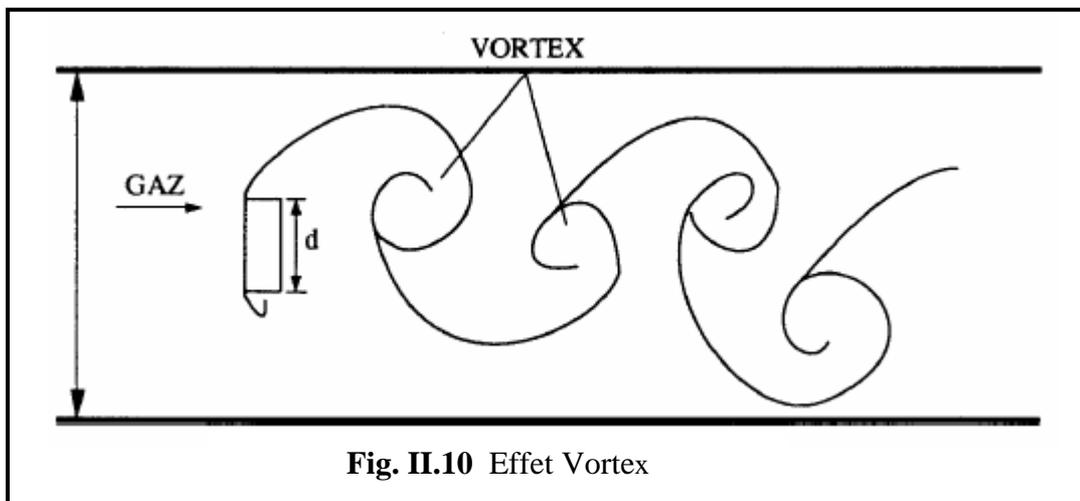
Pour des nombres de *Reynolds* supérieurs à 55, les tourbillons qui se forment derrière un obstacle placé dans une veine gazeuse se détachent de ce dernier. Le principe de la mesure consiste à détecter la fréquence des tourbillons. On montre que tant que le nombre de *Reynolds* est compris entre  $10^3$  et  $10^5$ , la fréquence d'émission des vortex est proportionnelle à la vitesse du fluide en amont de l'obstacle selon la relation suivante [43].

$$F = \frac{SV}{d} \quad (5)$$

avec  $d$  : Largeur de l'obstacle,

$S$  : Nombre de *Strouhal*,

$V$  : Vitesse de l'écoulement.



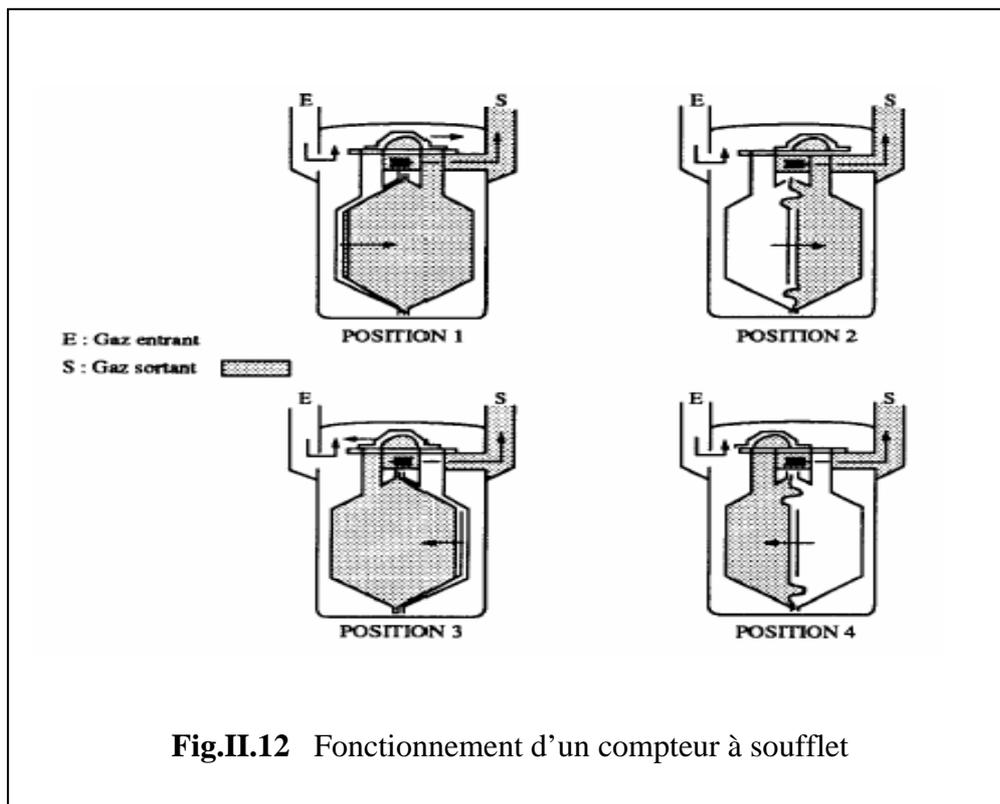
La fréquence des tourbillons est mesurée à l'aide de thermistances, de détecteurs à membrane ou à bille oscillante ou de jauges de contrainte.

La précision de ces appareils est meilleure que 1% de la mesure [19].

## II.5 COMPTEURS A SOUFFLET (Fig. II.12)

La figure (II.12) illustre le fonctionnement d'un compteur sec à soufflet à distribution par tiroirs. L'organe de mesure appelé « boîte à soufflet » [41] est une caisse indéformable divisée en deux enceintes par une cloison mobile constituée d'un soufflet étanche au gaz. Par un tiroir de distribution, l'une des chambres de mesure est mise en communication avec le gaz entrant dans le compteur et l'autre avec la tubulure de sortie, pendant le déplacement du soufflet, l'une des chambres de mesure se vide pendant que l'autre se remplit. Lorsque le soufflet arrive en fin de course, par le jeu du tiroir de distribution, la chambre de mesure qui vient de se remplir est isolée du gaz d'entrée puis cette chambre est mise en communication avec la tubulure de sortie, simultanément l'autre chambre est isolée de la sortie puis mise en communication avec l'entrée, le soufflet repart donc en sens inverse.

Chaque appareil est constitué par deux boîtes à soufflet placées en parallèle et dont le fonctionnement est décalé d'un quart de cycle pour éviter les points morts, le volume cyclique est donc égal à 4 fois le volume balayé par le soufflet dans sa course.



**Fig.II.12** Fonctionnement d'un compteur à soufflet

Le mouvement alternatif du soufflet est utilisé pour commander, d'une manière continue, d'une part, grâce à une démultiplication convenable, le dispositif indicateur, et d'autre part les tiroirs de distribution.

Ce type de compteur est utilisé aux faibles pressions de la distribution (en-dessous de 600mbar) pour l'alimentation en gaz de clients du secteur tertiaire et pour des usages domestiques.

De tels compteurs sont pratiquement inexistantes sur les réseaux de transport où la pression usuelle de livraison ne descend pas en dessous de 4 bars [41].

## II.6 COMPTEURS A TURBINE

### II.6.1 Principe et description

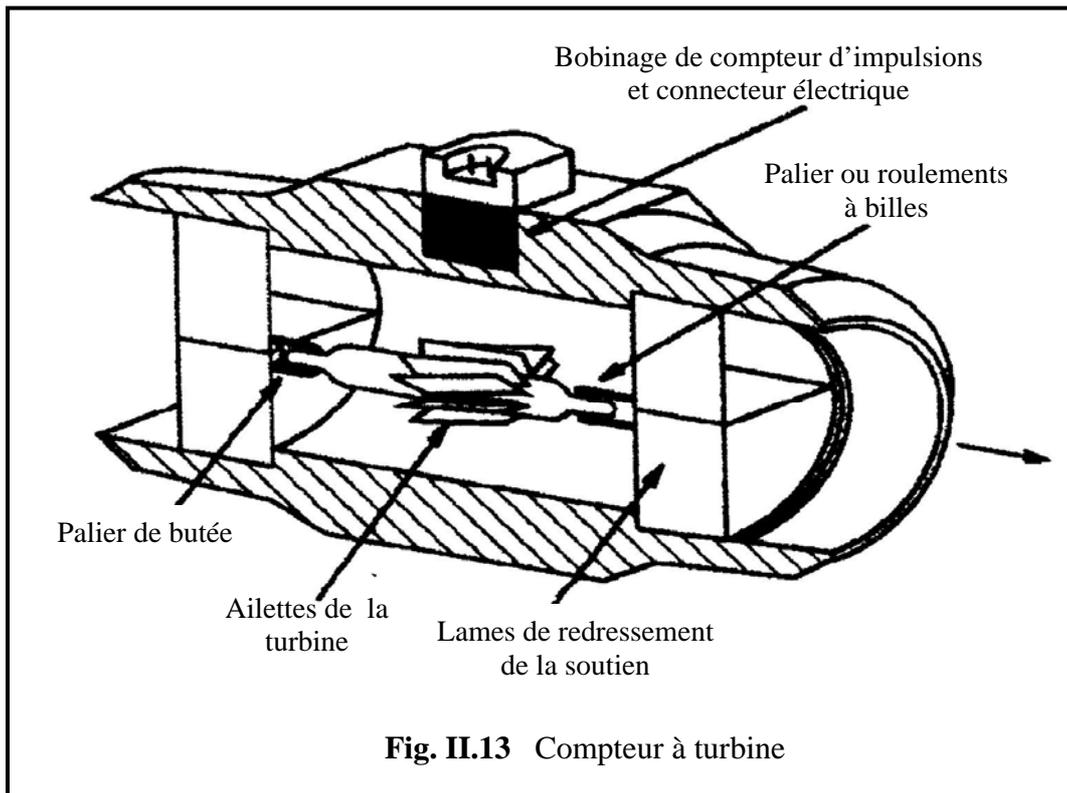
C'est un compteur de vitesse qui fonctionne grâce à l'énergie cinétique du gaz qui le traverse. Le capteur est constitué d'une roue à aubes (à profil hélicoïdal) libre en rotation et centrée dans une section de canalisation (Fig.II.13) [30].

Le gaz pénètre dans le compteur d'écoulement qui :

- régularise le front de vitesse,
- éviter une rotation de la veine gazeuse,
- accélère la vitesse du gaz en le répartissant sur la périphérie de la canalisation où se situent les aubes de la turbine.

Le gaz provoque la rotation de la roue. La vitesse angulaire de la turbine est proportionnelle à la vitesse moyenne du gaz traversant le compteur sous réserve des conditions suivantes [34] :

- le débit de gaz présente pas de variation brutales.
- les frottements mécaniques au niveau de la turbine sont faibles,
- les aubes sont en bon état et ont un dessin en hélicoïde,



En aval de la turbine, un diffuseur permet le ralentissement du gaz avec un minimum de perte de charge.

Un train d'engrenage transmet la rotation de la turbine au totaliseur d'affichage des débits (proportionnels au nombre de tours de la roue).

Sur les modèles actuels un accouplement magnétique est inséré dans la chaîne cinématique pour éviter les fuites de gaz [30].

### II.6.2 Plage de mesure et précision :

La plage de fonctionnement de ce type de compteur est relativement large. Un même compteur peut être utilisé pour une gamme allant du débit minimal ( $Q_{\min}$ ) à un débit maximal ( $Q_{\max} = 20Q_{\min}$ ). Les compteurs sont classés en calibre selon le débit maximal qu'ils peuvent mesurer. Comme pour les compteurs à pistons, la désignation réglementaire est composée de la lettre G suivie d'un nombre calibre : 40, 65, 100, 160, 250 et les nombres obtenus en multipliant ces derniers par 10 ou 100. Le calibre maximal pour les compteurs à turbine est G 16000, [19].

Les débits mesurables par un compteur se déduisent de son calibre par les relations suivantes :

$$Q_{\min} = 0,08 \cdot \text{Calibre (en m}^3/\text{h)}$$

$$Q_{\max} = 1,6 \cdot \text{Calibre (en m}^3/\text{h)}$$

1,6 étant le pas de la progression géométrique qui relie les calibres, on en déduit aisément que le débit maximal d'un compteur G40 est de  $65 \text{ m}^3/\text{h}$ . Il en est de même pour les calibres supérieurs.

### II.6.3 Conditions d'installation

Le gaz doit être propre de liquides, poussières ou matières grasses étrangères pouvant endommager le rotor ou les mécanismes du compteur. Si possible procéder au nettoyage des canalisations en amont du compteur avant son installation ou prévoir un système de filtration du gaz (5 à 10 microns) en amont du compteur. Vérifier la bonne orientation du compteur par rapport au sens de circulation du gaz [19].

Pour obtenir une répartition uniforme des vitesses, des distances minimales sont à respecter en amont du compteur. Aucun objet ne doit faire saillie à moins de 5 diamètres en amont. La tuyauterie aval peut avoir une configuration quelconque pourvu qu'elle se raccorde au compteur par une section de diamètre égal ou supérieur.

Pour éviter de mettre le compteur en survitesse lors du démarrage, on utilisera le circuit de bipasse s'il existe ou l'on ouvrira progressivement la vanne d'isolement.

Avant d'installer le compteur, il est bon de mesurer le temps d'arrêt initial de la roue afin de pouvoir vérifier l'évolution des frottement lors des visites annuelles de contrôle [41].

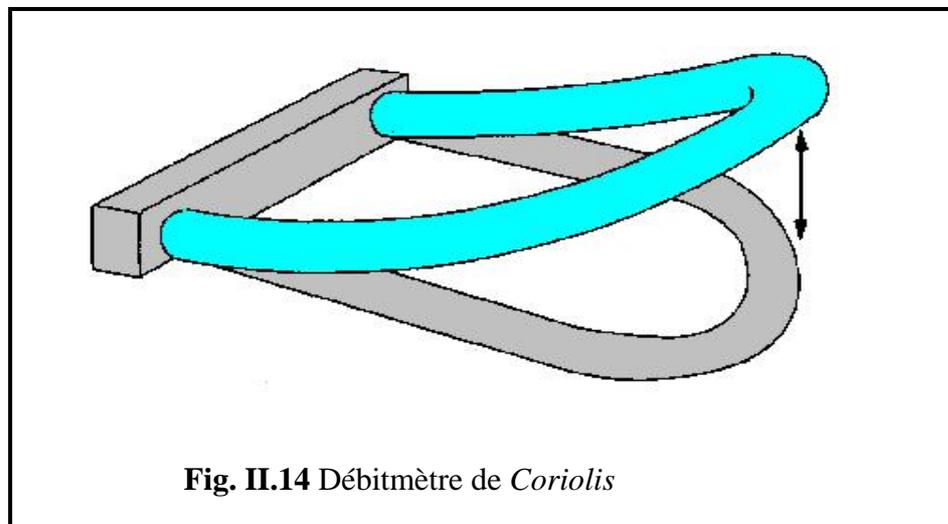
En cas d'application sur des gaz corrosifs des fabrications spéciales avec des matériaux spécifiques (inox,..) ou des traitements de surface particuliers sont à étudier avec les constructeurs [8].

### II.7 COMPTEUR A EFFET CORIOLIS

La force de *Coriolis* (Mathématicien français) explique notamment pourquoi les cyclones tournent dans le sens des aiguilles d'une montre dans l'hémisphère sud et dans le sens inverse dans l'hémisphère Nord. Il est question, dans un système en rotation, de la force qui agit perpendiculairement sur la masse en mouvement dans le système, selon le vecteur vitesse relative et sur l'axe de rotation du système. Pour une masse  $m$  se déplaçant à une vitesse  $v$ , dans un système en rotation ayant lui-même une vitesse angulaire  $a$ , la force de *Coriolis* vaut :

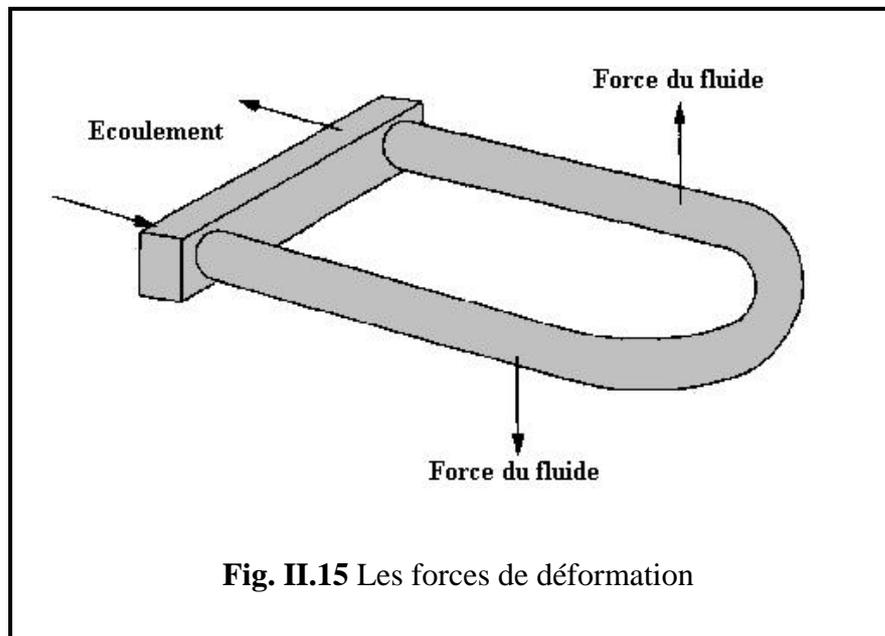
$$F = 2 .m. a. v \quad (6)$$

Le débitmètre de *Coriolis* Fig.II.14 utilise comme détecteur un tube en U sans obstacle.



**Fig. II.14** Débitmètre de *Coriolis*

Le tube de mesure vibre à sa fréquence naturelle à l'intérieur du boîtier du capteur. Le tube de mesure est actionné par un bobinage électromagnétique situé au centre de la courbure du tube et vibre comme un diapason. Le fluide s'écoule dans le tube de mesure et est contraint de suivre le mouvement vertical du tube vibrant. Lorsque le tube monte pendant une moitié de sa période vibratoire, le fluide traversant le détecteur résiste à son entraînement vers le haut en repoussant le tube vers le bas Fig. II.15, [58].



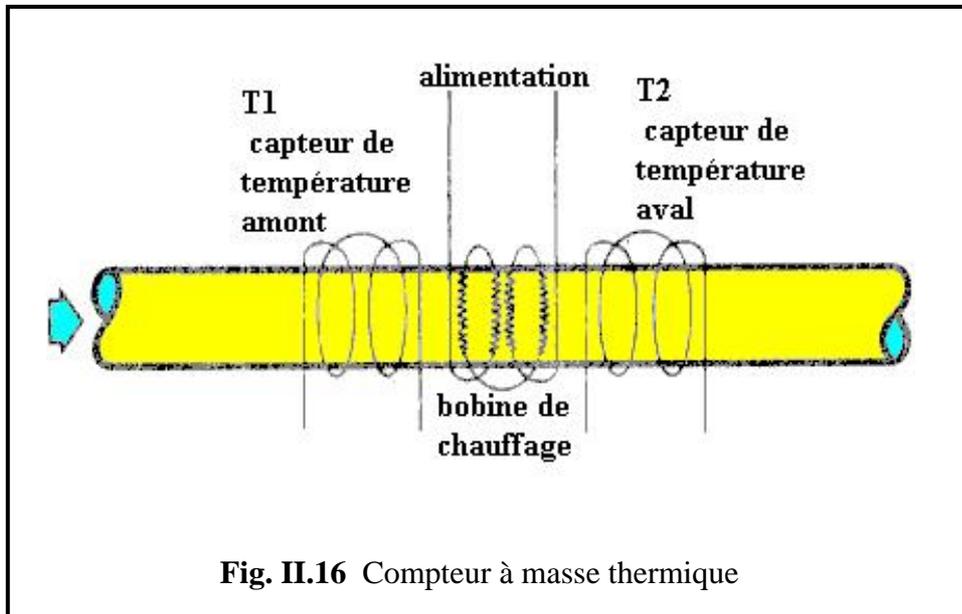
**Fig. II.15** Les forces de déformation

A la sortie du détecteur, le fluide a un mouvement ascendant, induit par le mouvement du tube. Lorsqu'il franchit le coude du tube, le fluide résiste aux modifications de son mouvement vertical en repoussant le tube vers le haut. La différence de forces entraîne une torsion du tube de mesure. Lorsque le tube descend pendant la seconde moitié de sa période vibratoire, il se tord dans le sens opposé. C'est cette caractéristique de torsion qui est appelé effet *Coriolis*. Du fait de la seconde loi de mouvement de *Newton*, l'amplitude de la torsion du tube de mesure est directement proportionnelle au débit massique du fluide traversant le tube. Les détecteurs électromagnétiques situés de part et d'autre du tube de mesure enregistrent la vitesse du tube vibrant. Le débit massique se détermine en mesurant la différence de temps entre les signaux de détecteurs de vitesse. En effet la torsion du tube de mesure, pendant l'écoulement du fluide, entraîne une différence de temps entre les deux signaux de vitesse. C'est cette différence de temps qui est directement proportionnelle au débit massique traversant le tube et demeure indépendante des propriétés de ce fluide [33].

- Domaine d'utilisation : liquide propre et visqueux (pâtes, boues). Ce dispositif exige l'absence de toute bulle de vapeur formée momentanément dans le liquide et susceptible de perturber la mesure.
- Diamètre de canalisation : < 13 mm
- Précision : 1 %
- Dynamique : 1-50

## II.8 COMPTEUR MASSIQUE THERMIQUE

Le principe est basé sur la mesure des transferts caloriques par le fluide lui-même Fig.II.16. Ces dispositifs sont constitués d'un tube métallique à paroi mince, des résistances chauffantes sont bobinées à l'extérieur du tube, la circulation du fluide provoque un déséquilibre thermique entre l'amont et l'aval du tube, le déséquilibre est proportionnel au débit massique [58].



- Domaine d'utilisation : liquide propre, gaz, vapeur
- Diamètre de canalisation : tous diamètres
- Précision : de l'ordre de 1 %
- Dynamique : 1-10

La détermination des quantités de gaz effectuée au niveau des station de comptage fait appel à la fois :

- à des mesures directes de paramètres : pression, température, densité, nombre de tours, composition...
- à des calculs réalisés à partir d'expressions algébriques qui font intervenir des grandeurs caractéristiques du gaz dont la valeur est déterminée à partir des paramètres mesurés.

Ce chapitre a pour but de rappeler les définitions de ces grandeurs physiques en donnant, à titre d'exemple, quelques méthodes courantes de détermination de leur valeur, soit à partir d'abaques, soit à partir de corrélations.

### III.1 CONDITIONS DE BASE

L'utilisation des termes « Conditions de Base » résulte de l'application des Recommandations de l'*Organisation Internationale de Métrologie Légale* (O.I.M.L.). Les conditions de base étaient appelées auparavant « Conditions de Référence ».

Dans les comptages commerciaux de gaz, les débits sont généralement exprimés en volume, à des conditions de base. Les plus courantes sont [8]:

- ◆ Les conditions normales :
  - Température = 273,15 K
  - Pression = 101 325 Pa
- ◆ Les conditions standard :
  - Température = 288,15 K
  - Pression = 101 325 Pa

Ces dernières sont préconisées par l'*Union Internationale de l'Industrie du Gaz* (U.I.I.G) et normalisées par l'I.S.O. On peut trouver aussi d'autres conditions *Standard*, des conditions différentes de celles définies ci-dessus.

L'unité de mesure des volumes est le m<sup>3</sup>. Pour préciser les conditions de base dans lesquelles ce volume est exprimé, les conventions suivantes recommandées par l'A.T.G. (*Association Technique de l'industrie du Gaz*) ont été adoptées dans ce document :

- ◆ m<sup>3</sup> (n) aux conditions *normales*,
- ◆ m<sup>3</sup> (s) aux conditions *standard*.

Il est à noter que le symbole Sm<sup>3</sup> non normalisé est souvent utilisé dans la littérature anglo-saxonne.

### III.2 COMPOSANTS DU GAZ [32]

La composition chimique du gaz est un paramètre de base et a une influence très importante sur les résultats dans le comptage du gaz.

La concentration de chaque composant nous permet de calculer un facteur très important qui est le pouvoir calorifique supérieur et aussi la densité et la masse volumique du gaz.

Pour calculer le facteur de compressibilité du gaz nous tiendrons compte de la concentration de CO<sub>2</sub> et N<sub>2</sub>.

Le but de cette analyse est la détermination de la teneur en eau, le point de rosé hydrocarbure et la teneur en soufre.

La détermination des composants chimiques du gaz se fait par la méthode de chromatographique, qui est une méthode d'analyse basée sur la séparation de constituants d'un mélange.

### III.3 MASSE MOLAIRE D'UN GAZ

La masse molaire d'un gaz est la somme des produits des masses molaires des éléments qui constituent le gaz par les fractions molaires de chaque constituant [73].

$$M_m = \sum_{i=1}^N Y_i M_i \quad (1)$$

La masse molaire des constituants « i » présents dans le gaz naturels est donnée dans le Tableau III.1,[48]. La fraction molaire d'un constituant « i » est égal à son pourcentage molaire dans le mélange, divisé par 100.

Constituant	Formule	Masse moléculaire	Masse vol. liquide kg/m <sup>3</sup> 101.325 kPa, 15°C.	Point d'ébullition °C Sous 101.235kPa (abs)	Constantes critiques			Facteur de compressibilité Z 101.325 Kpa (abs), 15°C	Chaleur spécifique 101.325 Kpa (abs), 15C		Pouvoir calorifique		
					Pression KPa (abs)	Température °K	Volume massique m <sup>3</sup> /kg		Gaz parfait	Liquide	inférieur		supérieur
											MJ/m <sup>3</sup> Gaz parfait 101.325 Kpa 15C	MJ/m <sup>3</sup> Gaz parfait 101.325 Kpa 15C	MJ/m <sup>3</sup> Gaz parfait 101.325 Kpa 15C
Méthane	CH <sub>4</sub>	16.043	300	-161.52	4604	190.55	0.00617	0.9981	2.204	---	33.936	37.694	55.563
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.070	356.6	-68.58	4880	305.43	0.00492	0.9915	1.706	3.807	60.395	66.032	51.920
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.097	506.7	-42.07	4249	369.82	0.00460	0.9810	1.625	2.476	86.256	93.972	50.387
n-Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.124	583.1	-0.49	3797	425.16	0.00439	0.9641	1.625	2.366	112.384	121.779	49.540
Isobutane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.124	562.1	-11.81	3648	408.13	0.00452	0.9665	1.616	2.366	112.031	121.426	49.396
n-Pentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.151	629.9	36.06	3369	469.6	0.00421	0.9421	1.622	2.292	138.380	149.654	49.041
Isopentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.151	623.3	27.84	3381	460.39	0.00424	0.9481	1.600	2.239	138.044	149.319	48.931
Neopentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72.151	595.6	9.50	3199	433.75	0.00420	0.9538	1.624	2.317	137.465	148.739	
n-Hexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.178	662.7	68.74	3012	507.45	0.00429	0.9101	1.613	2.231	164.402	177.556	48.722
2-Méthylpentane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.178	656.6	60.26	3010	497.45	0.00426	---	1.602	2.205	164.075	177.229	
3-Méthylpentane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.178	667.7	63.27	3124	504.4	0.00426	---	1.578	2.170	164.188	177.341	
Néohexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.178	652.8	49.73	3081	488.73	0.00417	---	1.593	2.148	163.683	176.836	
2.3-Diméthylbutane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86.178	665.1	57.98	3127	499.93	0.00415	---	1.566	2.146	164.025	177.179	
Ammoniac	NH <sub>3</sub>	17.031	616.6	-33.33	11280	405.6	0.00425	0.9899	2.079	4.693	17.301	20.121	
Air	N <sub>2</sub> +O <sub>2</sub>	28.964	---	-194.2	3771	132.4	0.00323	0.9996	1.005	---	---	---	
Hydrogène	H <sub>2</sub>	2.016	---	-252.87	1297	33.2	0.03224	1.0006	14.24	---	10.230	12.091	
Oxygène	O <sub>2</sub>	31.999	---	-182.69	5061	154.7	0.00229	0.9993	0.9166	---	---	---	
Azote	N <sub>2</sub>	28.013	---	-195.80	3399	126.1	0.00322	0.9997	1.040	---	---	---	
Chlore	Cl <sub>2</sub>	70.906	1423.5	-34.03	7711	417	0.00175	0.9875	0.4760	---	---	---	
Eau	H <sub>2</sub> O	18.015	998.0	100.00	22118	647.3	0.00318	----	1.862	4.191	0	1.879	

Tableau III.1. Constituants physique des corps purs présents dans le gaz naturel

### III.4 MASSE VOLUMIQUE DU GAZ NATUREL

La masse volumique d'un gaz est le rapport de la masse d'une quantité de ce gaz au volume qu'il occupe à la pression et de température considérées [45].

$$\rho = \frac{M_m}{V} \quad (2)$$

Considérons la quantité de gaz égale à 1Kmole et avec l'équation d'état, on aura dans le cas pratique le gaz est réel

$$\rho = \frac{PM_m}{ZRT} \quad (3)$$

### III.5 LA DENSITE D'UN GAZ

La densité d'un gaz est par définition égale au rapport de la masse volumique du gaz à celle de l'air aux mêmes conditions de pression et de température. Elle est ce fait sans dimension.

Pour un gaz réel [2]:

$$S = \frac{\rho_{Gaz}}{\rho_{Airt}} = \frac{M_m}{M_{Air}} \frac{Z_{Air}}{Z_{Gaz}} \quad (4)$$

Pour éviter des résultats disparates, il est vivement recommandé d'utiliser la densité définie aux conditions de base usuelles qui peuvent être les conditions standard suivantes :

Pression : 101,325 kPa

Température : 15°C

Air de référence : air sec.

Dans ces conditions le facteur de compressibilité de l'air a pour valeur :

$$Z_{Air\ sec} (101,325\ kPa, 15^\circ C) = 0,99959.$$

Et la masse molaire de l'air sec a pour valeur :

$$M_{Air\ sec} = 28,964\ kg/kmol.$$

Aux conditions standard la densité d'un gaz réel a pour expression :

$$S = \frac{1}{28,97} \frac{M_m}{Z_{Gaz}} \quad (5)$$

$Z_{Gaz}$  : Facteur de compressibilité du gaz aux conditions standard (101,325 kPa, 15°C).

### III.6 POUVOIR CALORIFIQUE

Désignation : PCS et PCI.

Unité dans le système ISO : Mégajoules par mètre cube de gaz aux conditions de base : MJ/m<sup>3</sup>.

Le pouvoir calorifique d'un gaz correspond à la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète d'un volume unitaire de celui-ci dans l'air sec à la pression atmosphérique normale (101,325kPa).

Généralement, cette quantité de chaleur est déterminée en considérant que l'air participant à la combustion complète, le gaz et les fumées sont à la pression atmosphérique normale et à la même température de base [45].

On distingue deux pouvoirs calorifiques :

1. le pouvoir calorifique supérieur ou PCS,
2. le pouvoir calorifique inférieur ou PCI.

Le PCS est déterminé en prenant en compte la chaleur de condensation de la vapeur d'eau produite par la combustion, l'eau liquide formée étant considérée à la température de base, le PCI en considérant que la vapeur d'eau produite par la combustion reste entièrement vapeur à la température de base.

Le PCS a donc une valeur supérieure au PCI.

Le pouvoir calorifique d'un gaz est déterminé soit à partir d'une mesure directe, soit à partir d'un calcul réalisé à partir de la composition du gaz.

La méthode préconisée par G.P.S.A [66], consiste à déterminer le pouvoir calorifique à partir des expressions suivantes :

$$(PCS)_m = \frac{\sum Y_i (PCS)_i}{Z} \quad (6)$$

$$(PCI)_m = \frac{\sum Y_i (PCI)_i}{Z} \quad (7)$$

(PCS)<sub>i</sub> et (PCI)<sub>i</sub> : sont respectivement les pouvoirs calorifiques supérieur et inférieur du constituant « i » présent dans le gaz. Leurs valeurs sont données dans le tableau III.1.

Le pouvoir calorifique supérieur permet détermination de la valeur énergétique, pour le contrôle et le suivi de la quantité des gaz à toutes les étapes de la chaîne gazière.

### III.7 EXPRESSION DU FACTEUR DE COMPRESSIBILITE

Le facteur de compressibilité  $Z$  est défini par la relation :

$$Z = \frac{PMm}{\rho RT} \quad (8)$$

Il est fonction de la pression, de la température, de la masse molaire moyenne du gaz et des constituants présents dans le gaz .

La détermination de sa valeur, se fait rarement par mesure. Généralement elle est déterminée par calcul en utilisant soit des abaques, soit des corrélations. La majorité des méthodes proposées nécessitent la connaissance de la composition du gaz, afin de calculer les deux paramètres utilisés : la pression pseudo-réduite, la température pseudo-réduite.

Par définition la pression pseudo-critique  $P_{pc}$  est déterminée par la relation :

$$P_{pc} = \sum Y_i \cdot P_{ci} \quad (9)$$

La pression pseudo-réduite  $P_r$  par la relation :

$$P_r = P / P_{pc} \quad (10)$$

De même la température pseudo-critique  $T_{pc}$  est déterminée par la relation :

$$T_{pc} = \sum Y_i \cdot T_{ci} \quad (11)$$

La température pseudo-réduite  $T_r$  par la relation :

$$T_r = T / T_{pc} \quad (12)$$

Les valeurs des pressions et des températures critiques sont données dans le tableau III.1,[48].

#### III.7.1 Détermination par abaques

Les abaques des figures III.1 ont été établis expérimentalement par *Standing Katz* en 1941 [7],[67]. Ils ne sont valables que pour les gaz naturels riches en méthane, tels que ceux distribués dans les réseaux de consommation. Pour les gaz naturels à forte concentration en azote, gaz carbonique, hydrogène sulfuré, des corrections doivent être apportées aux valeurs données par ces abaques [74].

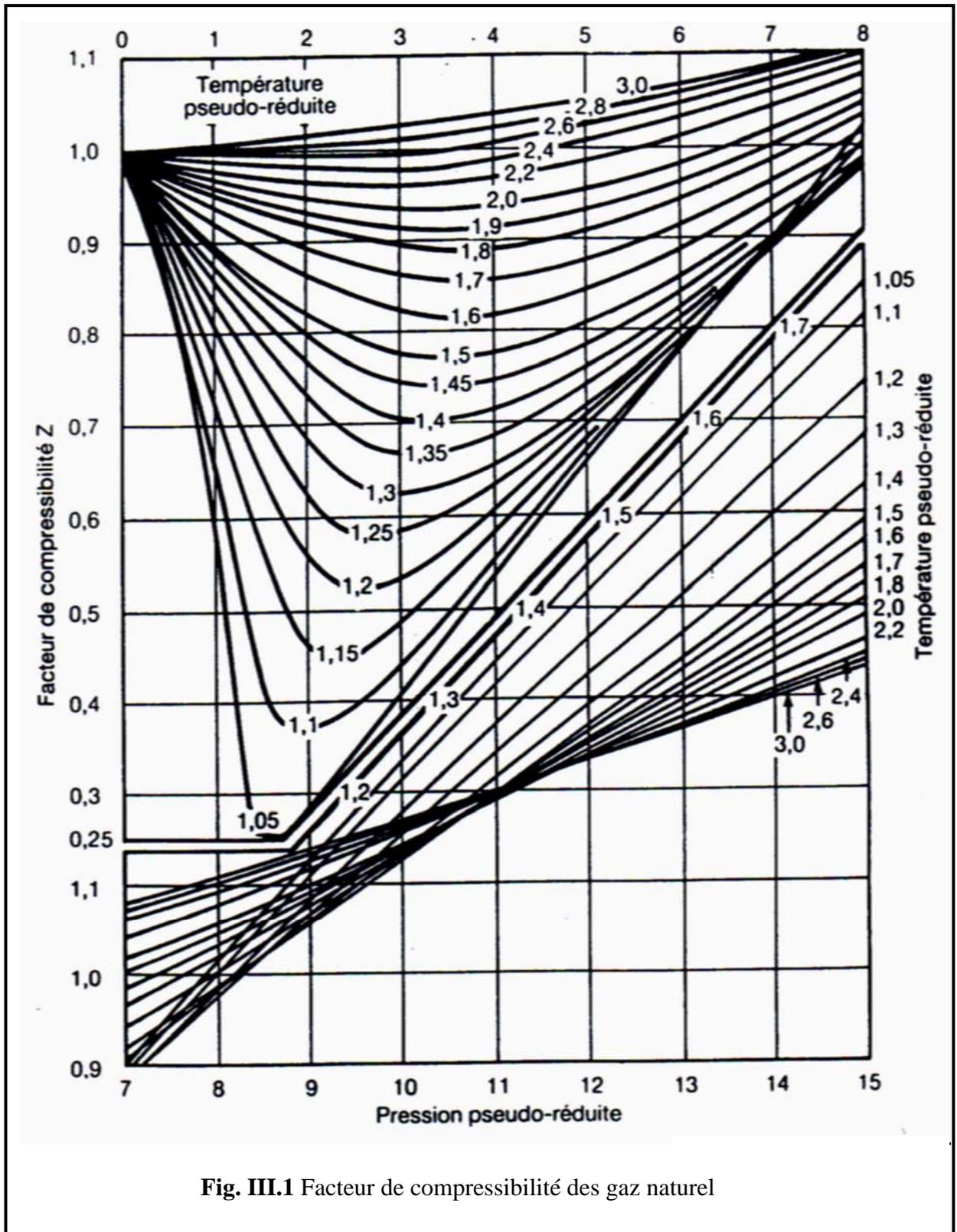


Fig. III.1 Facteur de compressibilité des gaz naturel

### III.7.2 Détermination par des corrélations

Plusieurs corrélations permettant de calculer le facteur de compressibilité  $Z$  à l'aide de calculatrices ou des micro-ordinateurs ont été présentées dans la littérature technique.

Un certain nombre d'entre elles ont fait l'objet de comparaisons : *Gray-Sims, Sarem, Leubg, Pàpay, Hankinson-Thomas-Phillips, Carlile-Gillett, Hall-Yarborough, Brill, Dranchuk, Burnett, Papp,...* [70].

La corrélation de *S. Robertson* [64] est très rapide à programmer. Elle est explicite et donc simple d'utilisation. Elle est a pour expression :

$$Z = 1 + a(x-b)(1 - \exp(-c)) \quad (13)$$

Avec  $x = P_r/T_r^2$  et,  
 $a = 0,1219T_r^{0,638}$   
 $b = T_r - 7,76 + 14,75/T_r$   
 $c = 0,3x + 0,441x^2$

Cette corrélation donne des valeurs du facteur de compressibilité  $Z$  qui présentent une erreur relative moyenne de 0,7% par rapport aux abaques de *Standing* et *Katz* dans l'intervalle :

$$1,2 \leq T_r \leq 2,8$$

et  $0 \leq P_r \leq 30$

### III.7.3 Détermination par la corrélation *AGA NX19* corrigée

Chaque compagnie définit la corrélation à utiliser et beaucoup d'entre elles en France, aux U.S.A, en Allemagne, en Hollande et au Danemark utilisent la formule *AGA NX19* corrigée par *Ruhrigas* (1985) [3],[29]. La nouvelle méthode étudiée par le *GERG* [36] donne une meilleure précision et devrait remplacer prochainement la méthode décrite ci-dessous.

Dans la méthode *AGA NX19*, le facteur de compressibilité  $Z$  est donné par l'expression :

$$Z = Z_R \cdot \frac{1}{F_{pv}^2} \quad (14)$$

Avec  $Z_R$  : facteur de compressibilité aux conditions de base.  
 $F_{pv}$  : facteur de surcompressibilité.

Les données de calcul sont :

- La pression absolue  $P$  exprimée en Mpa.
- La température  $\theta$  exprimée en °C.
- La densité  $S$  (par rapport à l'air, dans les conditions normales).
- La concentration molaire en gaz carbonique  $M_c$  exprimée en %.
- La concentration molaire en azote  $M_n$  exprimée en %.

Le facteur  $F_{pv}$  (facteur de compressibilité) est donné par l'équation :

$$F_{pv} = \frac{\sqrt{\frac{B}{D} - D + \frac{n}{2\pi}}}{1 + \left[ \frac{0,00132}{\tau^{3,25}} \right]} \quad (15)$$

Dans laquelle :

$$B = \frac{3 - mn^2}{9m\pi^2}$$

$$n = \frac{0,265827\tau^{-2} + 0,0457697\tau^{-4} - 0,133185\tau^{-1}}{m}$$

$$m = 0,0330378\tau^{-2} - 0,0221323\tau^{-3} + 0,0161353\tau^{-5}$$

Pression réduite  $\pi$

$$\pi = \frac{(P - 0,101325).F_p + 1,01325}{68,9473}$$

$$F_p = \frac{156,47}{160,8 - 7,225.S + M_c - 0,392.M_n}$$

Température réduite  $\tau$

$$\tau = 3,6.10^{-3}(\theta + 273,33).F_T$$

$$F_T = \frac{226,29}{99,15 + 211,9.S - (M_c + 1,681.M_n)}$$

$$D = (b + \sqrt{b^2 + B^3})^{1/3}$$

$$b = \frac{1}{m} \left[ \frac{(9 - 2mn^2)n}{54\pi^3} - \frac{E}{2\pi^2} \right]$$

$$E = 1 - 0,00075(\pi)^{2,3} \left[ 2 - e^{-20(1,09 - \tau)} \right] - 1,317(1,09 - \tau)^4 (\pi)(1,69 - \pi^2)$$

L'équation précédente est applicable à condition que les données répondent aux conditions suivantes :

- $S \leq 0,750$ ,
- $M_c \leq 15\%$ ,
- $M_n \leq 15\%$ ,
- $P \leq 9 \text{ MPa}$ ,
- $-40^\circ\text{C} \leq \theta \leq +29^\circ\text{C}$ .

Si ces conditions ne sont pas remplies, la méthode peut être appliquée en faisant appel à des expressions de E différentes de celle indiquée ci-dessus [3].

Par exemple dans l'intervalle de température  $+30^\circ\text{C}$ ,  $+115^\circ\text{C}$ , l'expression devient :

$$E_1 = 1 - 0,00075(\pi)^{2,3} e^{-20(\tau - 1,09)} - 0,0011\sqrt{\tau - 1,09}\pi^2 [2,17 + 1,4\sqrt{\tau - 1,09} - \pi]^2 \quad (16)$$

Cette formule AGA NX19 est corrigée par la valeur du PCS selon un polynôme  $C_Z$  établi par *Runhrgas*.

Cette corrélation est appelée *BR-KORR3H*.

$$Z = C_Z \cdot Z_{AGA\ NX19} \quad (17)$$

Avec

$$C_Z = 1 - 1,233507 \cdot 10^{-7} P \cdot S^2 \cdot PCS^3 + 9,58405 \cdot 10^{-6} P \cdot T - 9,218981 \cdot 10^{-9} P \cdot T \cdot PCS^2 \cdot M_c^2 + 5,449614 \cdot 10^{-11} P \cdot T^2 \cdot S \cdot PCS^2 \cdot M_c^2 - 1,350988 \cdot 10^{-13} P \cdot T^2 \cdot PCS^3 \cdot M_c - 7,622085 \cdot 10^{-1} P^2 \cdot PCS^3 \cdot M_c - 5,43367 \cdot 10^{-7} P^2 \cdot T \cdot S^2 + 1,47958 \cdot 10^{-9} P^2 \cdot T^2 \cdot S^2 \cdot M_c \quad (18)$$

Domaine de validité et unité pour le calcul de  $C_Z$  :

- T en Kelvins ( $263 < T < 293$ )
- P absolue en MPa ( $P < 9$ )
- PCS en MJ/m<sup>3</sup>(n) ( $39 < PCS < 47$ )
- $M_c$  sans unité ( $M_c < 2,5\%$ )
- S : sans unité ( $0,55 < S < 0,7$ ).

### III.7.4 Détermination par la corrélation *GERG* (Groupement Européen de Recherche Gazière)

Le tableau ci-dessous indique la précision des diverses méthodes utilisables. Cette précision est définie par écart quadratique moyen (RMSE) entre les calculs et des valeurs expérimentales. Ces valeurs ont été publiées par Gaz de France [36].

Méthode	Données d'Entrée	RMSE maximal en %
GERG	PCS, densité, %CO <sub>2</sub> , %N <sub>2</sub>	0,195
BRKORR3H	PCS, densité, %CO <sub>2</sub> , %N <sub>2</sub>	0,545
AGA 8 N°2	PCS, densité, %CO <sub>2</sub> , %N <sub>2</sub>	0,76
AGA 8 N°3	PCS, densité, %CO <sub>2</sub>	0,73
AGA NX19	Densité, %CO <sub>2</sub> , %N <sub>2</sub>	P ≤ 100 bar : 2,5

La méthode *GERG-Ven der Waals* [36] utilise une équation d'état de type *viriel*, troquée au troisième terme :

$$Z = PV/RT = 1 + B_{ij} \cdot X_i \cdot X_j \cdot (1/V) + C_{ij} K \cdot X_i \cdot X_j \cdot XK \cdot (1/V^2) \quad (19)$$

Où

$X_i, X_j \dots$  sont les fractions molaires des constituants,

$B_{ij}, C_{ij}K$  : Coefficients du *Viriel*,

V : Volume molaire,

Les coefficients du *Viriel* sont obtenus à l'aide de règles de mélange et de coefficients d'interaction à partir de données expérimentales sur les différents constituants pris en compte. Une formule simplifiée pour applications sur les calculateurs a été développée [68].

### III.8 VISCOSITE DYNAMIQUE

La viscosité dynamique d'un fluide est définie pour un écoulement laminaire, c'est-à-dire qui s'effectue en couches parallèles qui glissent les unes sur les autres. Elle est égale par définition au rapport de la contrainte de cisaillement ( $\tau$ ) produite par les forces de frottement qui apparaissent lors du glissement d'une couche sur l'autre, à l'intensité de glissement de ses mêmes couches. Cette intensité de glissement est traduite par le gradient de vitesse de déplacement des couches fluides, déterminé suivant une perpendiculaire à l'écoulement [61].

La viscosité d'un gaz dépend de sa pression, de sa température et de sa composition. Sa détermination peut se faire soit par abaque, soit par corrélation.

Pour les gaz naturels on peut utiliser les abaques établis par *Carr, Kobayshi et Burrows* et représentés par les figures III.3, III.4, [15].

La figure III.3 permet de déterminer la viscosité du gaz naturel à la pression atmosphérique normale en fonction de sa température et de sa masse molaire moyenne. Si l'on veut tenir compte de l'incidence de la présence d'azote, de gaz carbonique et l'hydrogène sulfuré dans la gaz, on pourra réaliser les corrections indiquées sur cette même figure.

La figure III.4 permet de déterminer la valeur de la viscosité du gaz à partir de sa valeur à la pression atmosphérique, de sa pression pseudo-réduite  $P_r$  et sa température pseudo-réduite  $T_r$ .

Corrélations proposées pour déterminer la viscosité des gaz : *Herning et Zipperer* [40], *Lee* et autres [48].

La corrélation de *Lee* est la plus récente et plus simple à utiliser .

Corrélation de *A.L. Lee* :

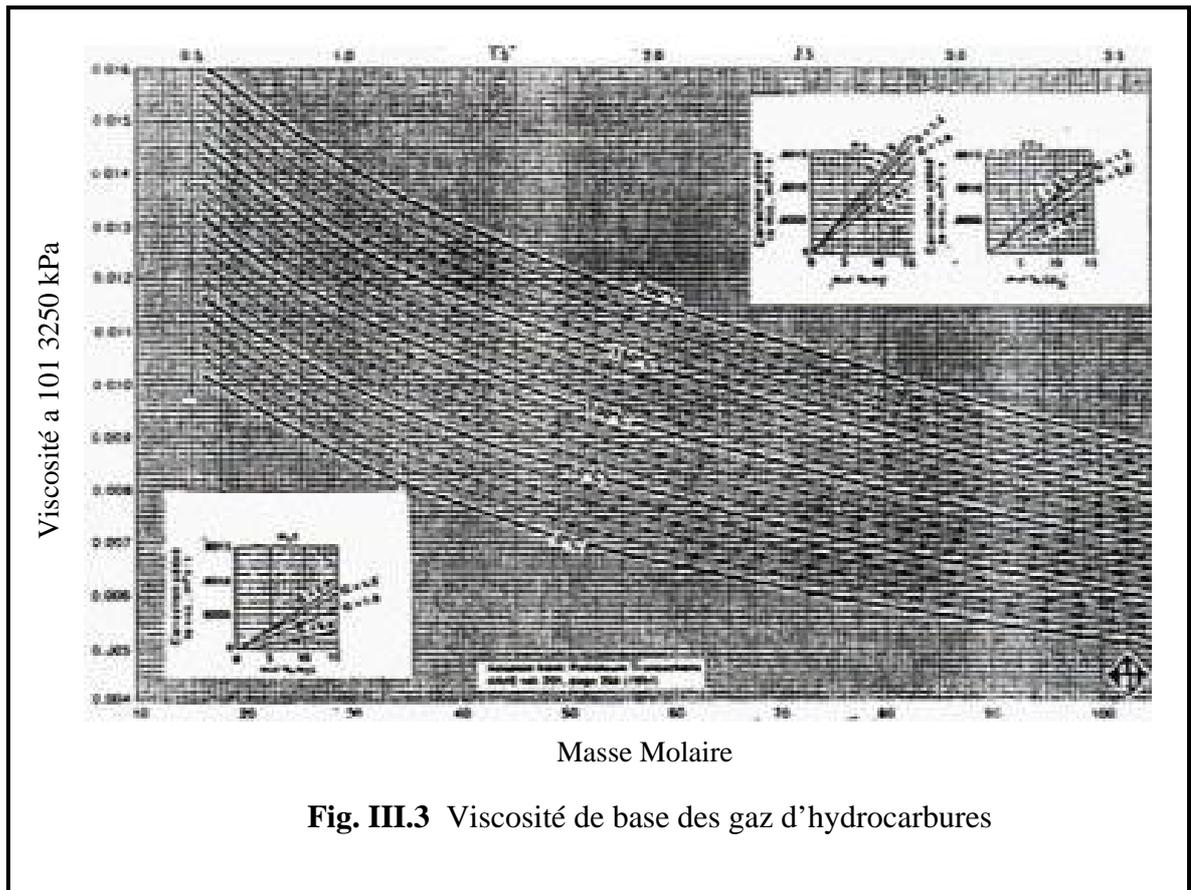
$$\mu = K \cdot 10^{-4} \cdot \exp(X \cdot \rho^y) \quad (20)$$

avec :

$$K = \frac{(22,7 + 0,05 \cdot M_m) T^{1,5}}{209 + 19M_m + 1,8T}$$

$$X = 3,5 + \frac{548}{T} + 0,01M_m$$

$$y = 2,4 + 0,2X$$



**Fig. III.3** Viscosité de base des gaz d'hydrocarbures

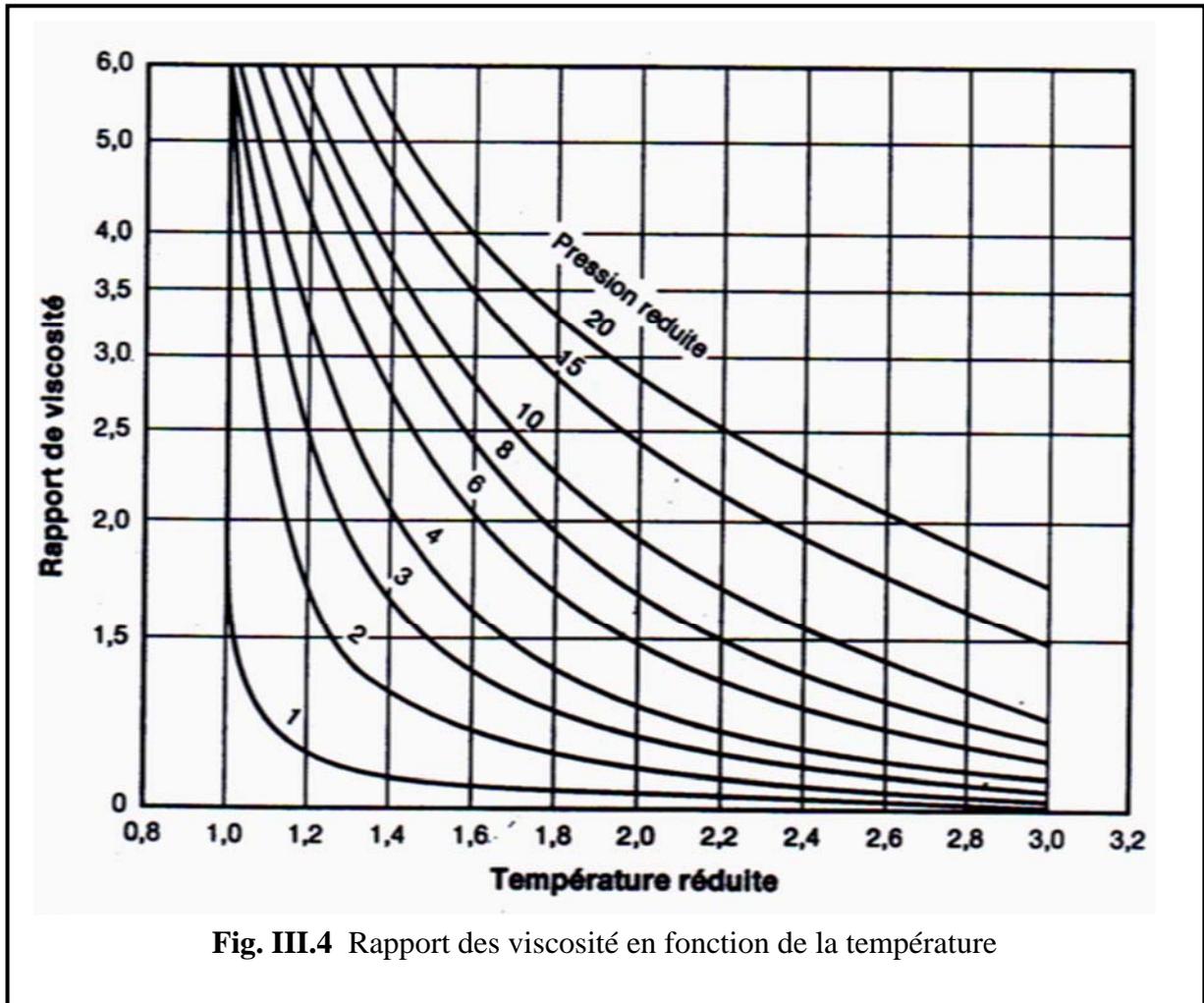


Fig. III.4 Rapport des viscosité en fonction de la température

### III.9 EXPOSANT ISENTROPIQUE

Une compression ou une détente de gaz est dite isentropique, dans le cas où au cours de cette opération, il n'y a pas [61]:

- apparition de forces de frottement dans le gaz,
- échange de chaleur entre le gaz et le milieu extérieur.

Dans ces conditions, la forme différentielle de la loi de variation du volume massique du gaz en fonction de la pression se déduit de l'expression :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = - \frac{\left[ \frac{\partial V}{\partial T} \right]}{\left[ \frac{\partial P}{\partial T} \right]} \cdot \frac{dP}{dv} \quad (21)$$

Si au cours de la détente ou de la compression isentropique d'un gaz réel, la forme intégrée de la loi variation du volume massique en fonction de la pression est donnée par l'expression :

$$P \cdot v^k = \text{Constante} \quad (22)$$

Avec k exposant isentropique du gaz réel, sans dimension et de valeur constante dans l'intervalle de variation de la pression, on en déduit par identification avec l'expression différentielle ci-dessus que k peut être déterminé par la relation [52]:

$$k = \frac{\gamma}{\frac{P}{V} \left[ \frac{\partial V}{\partial P} \right]_T} \quad (23)$$

Dans le cas où l'équation d'état est de la forme  $P \cdot v = Z \cdot r \cdot T$  avec  $r = R/M_m$  cette relation devient :

$$k = \frac{\gamma}{1 - \frac{P}{Z} \left[ \frac{\partial Z}{\partial P} \right]_T} \quad (24)$$

Pour un gaz parfait le facteur de compressibilité Z est constant et égal à un, quelle que soit la valeur de pression P. Il en résulte que l'exposant isentropique k s'identifie alors au rapport des chaleurs massiques  $\gamma$ .

On peut aboutir directement à ce même résultat par intégration de l'expression différentielle (21).

Pour cela, il suffit de remplacer dans celle-ci  $\left[ \frac{\partial V}{\partial T} \right]_P$  et  $\left[ \frac{\partial P}{\partial T} \right]_v$  par leur valeur déterminée à partir de l'équation d'état  $P \cdot v = rT$ .

L'intégration de la nouvelle expression s'effectue aisément en considérant que la valeur de  $\gamma$  reste constante dans tout l'intervalle de variation de la pression.

On aboutit ainsi à l'expression bien connue sous le nom de loi de *Laplace* [56]:

$$P.v^\gamma = \text{Constante} \quad (25)$$

La combinaison de celle-ci avec l'équation d'état du gaz parfait permet d'en déduire la loi de variation de la température absolue du gaz en fonction de la pression :

$$\frac{T}{P^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)}} = \text{Constante} \quad (26)$$

De façon générale pour tout gaz :

$$C_p - C_v = T \left[ \frac{\partial P}{\partial T} \right]_V \cdot \left[ \frac{\partial V}{\partial T} \right]_P \quad (27)$$

Si dans un domaine de pression et de température considéré, le gaz se comporte comme un gaz parfait :

$$C_p - C_v = r = \frac{R}{M_m} \quad (28)$$

Il en résulte que pour un gaz ayant un comportement de gaz parfait :

$$k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{M_m \cdot C_p}{M_m \cdot C_p - R} \quad (29)$$

Avec :

$M_m \cdot C_p$  : Chaleur spécifique molaire moyenne du gaz en kJ/kmol.°C.

$M_m \cdot C_p$  est déterminé par la relation :

$$M_m \cdot C_p = \sum y_i \cdot M_i \cdot C_{pi} \quad (30)$$

Avec :

$M_i \cdot C_{pi}$  : Chaleur spécifique molaire du constituant « i » présent dans le gaz.

Ce terme est fonction de la température, il est déterminé par interpolation des valeurs données dans le Tableau III.2. Généralement la température adoptée pour les calculs est la moyenne arithmétique des valeurs de température du gaz avant et après sa compression ou sa détente.

Dans la pratique, cette expression est utilisée pour la détente ou la compression des gaz réels.

**Tableau III.2** Chaleur spécifique molaire des constituants du gaz naturel [35].

Constituants	Formule Chimique	Masse Molaire (g)	Chaleur spécifique selon Température (kJ/kmol.°C)				
			-25°C	0°C	10°C	25°C	50°C
Méthane	CH <sub>4</sub>	16.045	34.301	34.931	35.199	35.717	36.744 55.723 78.561 105.624 105.326
Ethane	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.070	47.131	49.822	50.904	52.666	
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.097	64.176	68.783	70.605	73.524	
Iso-Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.124	83.476	90.078	92.690	96.815	
n-Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.124	85.277	91.270	93.685	97.447	
Acétylène	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26.038	39.888	42.778	42.778	43.926	45.650
Ethylène	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.054	38.254	40.906	41.937	43.559	46.115
Propylène	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	42.081	55.878	59.898	61.459	63.895	67.832
Butylène	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56.108	73.359	79.583	81.961	85.663	91.509
Cis-2-butylène	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56.108	67.598	73.268	75.461	78.925	84.508
Trans-2-butylène	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56.108	77.329	82.587	84.628	87.823	92.979
Hydrogène	H <sub>2</sub>	2.016	28.290	28.611	28.687	26.502	28.964
Dioxyde de carbone	CO <sub>2</sub>	44.010	34.700	35.962	36.411	37.122	38.212
Air	H <sub>2</sub> O O <sub>2</sub> H <sub>2</sub> S CO	28.964	29.048	29.067	29.078	29.098	29.141
Eau		18.015	33.383	33.474	33.488	33.572	33.678
Oxygène		2.016	28.290	28.611	28.687	26.502	28.964
Sulfure d'hydrogène		34.076	33.313	33.673	33.815	34.028	34.379
Monoxyde de carbone		28.010	29.087	29.123	29.105	29.146	29.150

### III.10 INDICE DE WOBBE

L'indice de Wobbe est un des paramètres qui caractérise la qualité de combustion d'un gaz dans un brûleur pour un réglage donné.

Sa valeur conditionne l'acceptation d'un gaz naturel dans un réseau de consommation. Si elle est trop élevée la combustion du gaz non hygiénique. Si elle est trop faible, le débit calorifique ne sera pas suffisant.

Par définition l'indice de Wobbe a pour expression [53]:

$$W = \frac{PCS}{\sqrt{S}} \quad (31)$$

$S$  : densité du gaz aux conditions de base. L'ISO a publié une norme pour le calcul du pouvoir calorifique : ISO 6976. Cette norme présente aussi une méthode de calcul de la masse volumique et densité des gaz.

### III.11 POINT DE ROSEE « HYDROCARBURES ».

Unité : unités retenus pour de la pression et de la température.

Le point de rosée « Hydrocarbures » d'un gaz est déterminé par un couple de valeurs de pression et de température .

Plusieurs définitions du points rosée « Hydrocarbures » peuvent être données, néanmoins, chacune d'elle traduit la même réalité physique. Parmi celles-ci la définition suivante peut être retenue [53]:

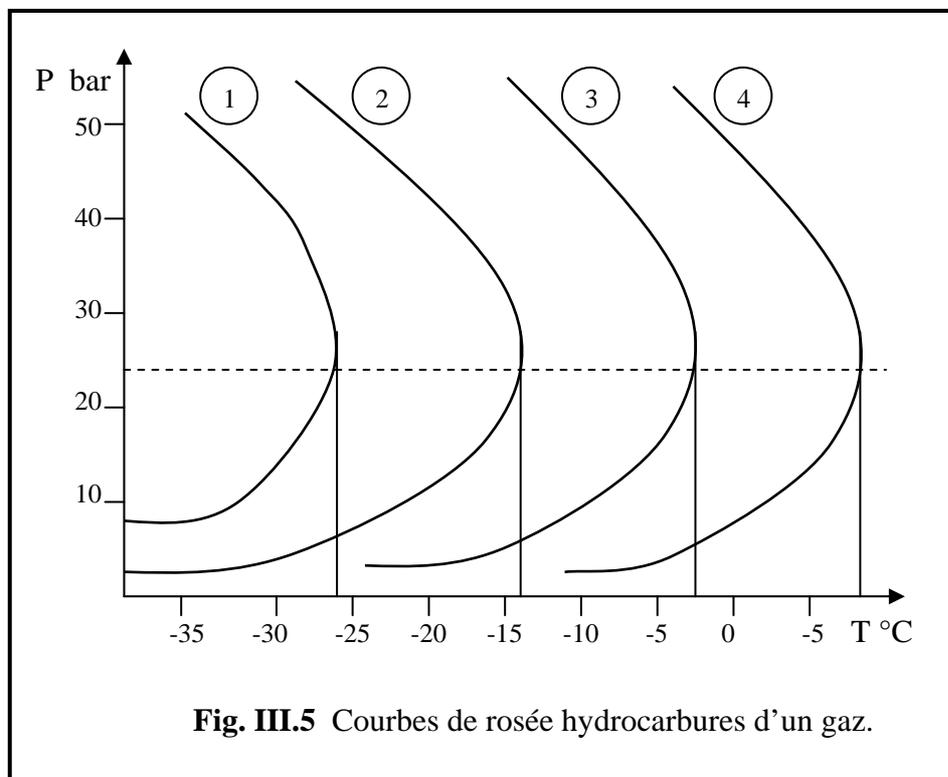
Le point de rosée hydrocarbure d'un gaz soumis à un refroidissement à pression constante est déterminé par la valeur de la température à laquelle apparaît la première goutte de liquide constitué d'hydrocarbures.

Tous les constituants présents dans le gaz sont également présents dans la goutte de liquide, mais avec des concentrations plus importantes pour les constituants lourds.

Il est à noter que la valeur de la température du point de rosée pour une pression donnée, dépend de la concentration des constituants lourds présents dans le gaz, mais aussi du nombre d'atomes de carbone présents dans les molécules des constituants les plus lourds. Plus ce nombre est élevé plus la valeur de la température du point de rosée du gaz est élevée. Ceci apparaît clairement dans l'exemple présenté sur la figure III.5, [20].

Le report des valeurs des températures de rosée hydrocarbures correspondant à différentes valeurs de pression dans un diagramme (Pression , Température) permet de tracer la courbe de rosée du gaz.

La figure II.5 indique que le risque de condensats est plus fort pour les valeurs de pression comprises entre 10 et 20 bar [17].



### III.12 TENEUR EN CONDENSATS D'HYDROCARBURES D'UN GAZ

Unité : milligrammes par mètre cube ( $\text{mg}/\text{m}^3$ ).

La teneur en condensats d'hydrocarbures d'un gaz à une pression et une température données, correspond à la quantité d'hydrocarbures liquides qui apparaît à l'équilibre, lorsque la gaz initialement « sec » est amené à ces conditions de pression et de température [20].

Un gaz est sec à une pression et une température données si ces conditions il est constitué d'une seule phase, c'est à dire s'il n'est pas en présence de liquide ou de solide contenant des constituants présents dans le gaz.

Tous les constituants présents dans le gaz sont également présents dans les condensats, mais avec des concentrations plus importantes pour les constituants lourds.

La teneur en condensats d'hydrocarbures d'un gaz pour un couple de valeurs de pression et de température donné, peut être déterminé soit par mesure, soit par calcul.

Le calcul nécessite la connaissance de la composition du gaz et l'utilisation d'un programme de calcul thermodynamique.

### III.13 POINT DE ROSEE EAU D'UN GAZ ET TENEUR EN EAU

Unité : milligrammes par mètre cube normal ( $\text{mg}/\text{m}^3$ ).

Comme pour point de rosée hydrocarbures, plusieurs définitions du points de rosée eau d'un gaz peuvent être données, néanmoins chacune d'elle traduit la même réalité physique.

Parmi celle-ci la définition suivante peut être retenue [53]:

Le point rosée eau d'un gaz soumis à un refroidissement à pression constante est déterminé par la valeur de la température à laquelle apparaît la première goutte d'eau libre.

Il est bien entendu que le gaz considéré n'est pas initialement en présence d'eau libre.

Suivant les conditions, le point de rosée eau du gaz correspond [20].

- à une pression élevée ( $\geq 7\text{bar}$ ) et faible température ( $\leq 25^\circ\text{C}$ ) à l'apparition des premiers d'hydrates,
- à faible pression ( $\leq 7\text{bar}$ ) et à basse température ( $\leq 0^\circ\text{C}$ ) à l'apparition des premiers cristaux de glace.

Le port des valeurs de température de rosée eau correspondant à différentes valeurs de pression dans un diagramme Pression-Température permet de tracer la courbe de rosée eau du gaz [50].

Le point de rosée eau d'un gaz est fonction de sa teneur en eau, c'est à dire de la quantité d'eau présente sous forme de vapeur dans le gaz. Généralement cette teneur est exprimée en milligrammes d'eau par mètre cube de gaz humide aux conditions de base ( $\text{mg}/\text{m}^3$ ).

Au point de rosée eau, le gaz est saturé en eau, cela signifie qu'à ces conditions la teneur en eau du gaz est maximum. En d'autre termes, la teneur maximum en eau d'un gaz est fonction de la pression et de la température. Elle augmente avec la température et diminue avec la pression.

L'expérience montre que plus la pression du gaz est élevée, plus la composition du gaz a une incidence sur sa teneur maximum en eau. Elle est très appréciables au dessus de 50 bar.

Une concentration importante en azote et en constituants lourds se traduit par une plus faible teneur en eau à saturation. Une concentration importante en gaz carbonique et/ou en hydrogène sulfuré se traduit par une plus forte teneur en eau à saturation.

La teneur en eau à saturation d'un gaz humide à basse pression (valeur inférieure à 3 bar), peut être obtenue par application des lois de *Dalton* et de *Raoult*.

Dans ces conditions sa valeur est donnée par l'expression [50]:

$$\text{Teneur en eau (mg/m}^3\text{)} = 18,015 \cdot 10^6 \frac{\pi \cdot P_{ref}}{P \cdot Z_{ref} \cdot R \cdot T_{ref}} \quad (32)$$

Avec :  $\pi$  : Tension de vapeur de l'eau à la température du gaz, en Pa.

$P$  : Pression absolue du gaz humide, en Pa.

$R$  : Constante des gaz parfaits,  $R = 8314,5 \text{ J/kmol.K}$ .

$P_{ref}$  : Pression absolue de base, en Pa.

$T_{ref}$  : Température absolue de base en K.

$Z_{ref}$  : Facteur de compressibilité du gaz aux conditions de base, sans dimension.

L'expérience montre qu'à plus élevée cette expression ne donne pas de résultat satisfaisant. Les teneurs en eau à saturation sont plus importantes : à 150 bar la mesure donne une valeur double de celle obtenue en faisant le calcul à partir de cette expression. C'est pour cela que abaques ont été établis à partir de mesures effectuées sur du gaz naturel sous pression. Celui de *Mc Ketta* et *Wehe* représenté à la figure III.7 (voir annexe 2), date de 1958. Il est utilisable pour les gaz naturels ayant une teneur en méthane supérieure à 70% et des teneurs en gaz carbonique et hydrogène sulfuré inférieure à 5% [47].

Un coefficient de correction de densité par rapport à l'air permet de tenir compte de la présence de constituants lourds. Un coefficient de correction supplémentaire permet de déterminer la teneur en eau d'un gaz en présence de saumure comme cela est le cas dans les stockages en cavité saline.

Plus récente, la correction de *Bukacek* [62], établie pour le méthane pur, permet de calculer avec une précision satisfaisante la teneur en eau à saturation d'un gaz naturel de densité inférieure à 0,8 et dont la teneur en hydrogène sulfuré ne dépasse pas 1,5% molaire, la teneur en gaz carbonique 2% molaire, la teneur en azote 15% molaire.

**III.13.1 Corrélation de Bukacek [62].**

T en (K) et P en (bar)

$$\text{Teneur en eau saturation (mg/m}^3\text{)}=(A/P)+B \quad (33)$$

Entre  $-40^{\circ}\text{C}$  et  $40^{\circ}\text{C}$ 

$$\begin{aligned} A &= 4926,5573 \exp(0,0737433.T - 0,00030673912.T^2) \\ B &= 44,8739 \exp(0,053570327.T - 0,00019866041.T^2) \end{aligned} \quad (34)$$

Entre  $40^{\circ}\text{C}$  et  $90^{\circ}\text{C}$ 

$$\begin{aligned} A &= 6156,9611 \exp(0,0620686.T - 0,00013096345.T^2) \\ B &= 40,5058 \exp(0,055042799.T - 0,00016553793.T^2) \end{aligned} \quad (35)$$

Entre  $90^{\circ}\text{C}$  et  $130^{\circ}\text{C}$ 

$$\begin{aligned} A &= 6156,9611 \exp(0,0620686.T - 0,00013096345.T^2) \\ B &= 70,0737 \exp(0,032637894.T) \end{aligned} \quad (36)$$

A partir de cette corrélation la D.E.T.N de gaz de France a établi un abaque figure. (annexe 2).

Le choix d'un type de comptage dépend de divers facteurs. La décision finale résulte, la plupart du temps, d'un compromis entre plusieurs contraintes qui sont souvent antagonistes et dont l'importance relative peut être différente d'un cas à un autre. Le texte qui suit est destiné à attirer l'attention sur certains critères et considérations à prendre en compte.

#### **IV.1 LA PRECISION**

La précision requise n'est pas la même pour un simple contrôle de débit ou un comptage interne appartenant à une unité de traitement de gaz que pour un comptage transactionnel donnant lieu à une facturation. Dans ces deux premiers cas, on peut généralement se contenter d'un appareillage simple et bon marché, même si la précision obtenue n'est pas excellente. Dans le dernier cas, on est contraint d'utiliser des systèmes agréés en respectant les limites d'erreurs admissibles fixées par la réglementation et, dans certains cas, par les contrats conclus entre l'acheteur et le vendeur [19].

L'importance du critère de précision est d'autant plus grande que les quantités mises en jeu sont plus grandes. C'est ainsi que les stations de comptage qui équipent les gazoducs au passage des frontières ou celles qui assurent le comptage de gaz en provenance de champs importants de production offshore, permettent d'atteindre et maintenir une précision de  $\pm 1\%$  de la mesure des quantités d'énergie [32].

#### **IV.2 INVESTISSEMENTS**

L'obtention de résultats comme ceux mentionnés plus haut est liée à des investissements importants à différents stades : mise en œuvre, exploitation et entretien.

En ce qui concerne la mise en œuvre d'une station de comptage, il faut rappeler que compte tenu de certaines contraintes liées à la technologie adoptée et de l'implantation géographique, on est obligé parfois de recourir à certaines solutions, susceptibles d'alourdir les frais d'investissement initial, telles que climatisation, pressurisation des locaux, fondations spéciales ou autres dispositions pour s'affranchir des vibrations [32].

D'autre part, au niveau de l'exploitation, pour que le choix d'une technologie donnée soit valable, lorsqu'on a le choix entre différentes solutions possibles, on doit procéder à une analyse détaillée des frais de personnel. Ceux-ci sont occasionnés principalement par les visites de contrôle et d'entretien périodique, dans lesquelles il ne faut pas omettre les étalonnages imposés par la réglementation. Il est à noter que parfois les conditions contractuelles peuvent être plus contraignantes que les règlements, par exemple : étalonnage mensuel des diaphragmes. Dans le cas d'emploi de ces appareils, il faut aussi compter, s'il y a lieu, la restitution des diagrammes (planimétrage ou automatique) [19].

Les frais d'investissement relatifs à l'utilisation de compteurs à des organes déprimogènes sont inférieurs à ceux occasionnés par l'emploi de compteurs volumétriques, sauf lorsque les variations des caractéristiques du gaz imposent de leur associer un densimètre. Les frais de personnel sont inférieurs pour les compteurs volumétriques.

## IV.3 CONDITIONS DE SERVICE

### IV.3.1 La pression statique

Le domaine des variations de la pression statique est un facteur à prendre en considération [43]:

- Dans le cas où elles sont importantes, mais ont lieu lentement, la correction des variations de masse volumique qu'elles provoquent s'impose.
- Dans le cas où ces variations sont périodiques, tous les systèmes sont affectés d'une manière ou d'une autre.

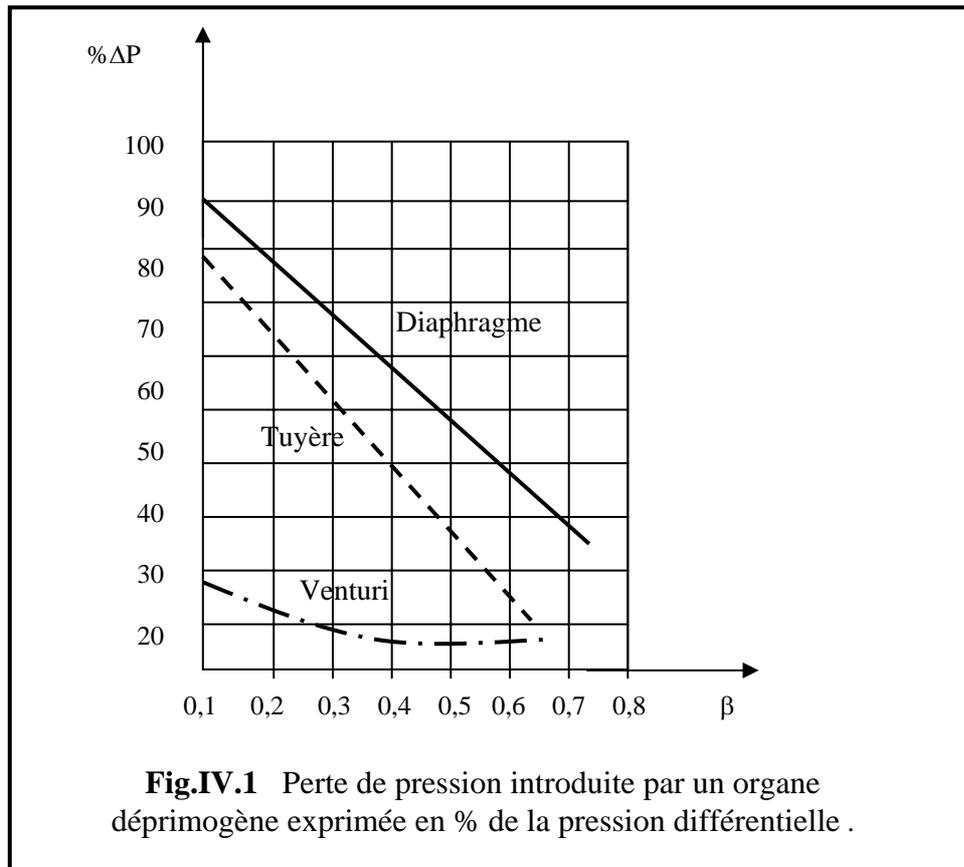
En ce qui concerne les voludéprimomètres, les textes de la norme *ISO 5167* sont valables uniquement pour l'écoulement en régime permanent. Pour les mesures de débit en écoulement pulsatoire, il n'y a pas de norme *ISO*, le texte existant est un rapport technique (*ISO n°3313*).[19]

Les variations périodiques sont un handicap sévère pour les compteurs à pistons rotatifs à cause des détériorations rapides qu'elles risquent de provoquer.

Les compteurs à turbine donnent des mesures qui sont affectées d'erreurs par excès.

Le domaine de la pression statique peut influencer de cette façon sur le critère de choix.

- Pour les hautes pressions, certains modèles de compteurs rotatifs ne sont pas fabriqués ou bien ont des capacités limitées.
- Pour les basses pressions, il faut tenir compte de la perte de charge du dispositif de mesurage.
- Pour les déprimogènes à diaphragme la perte de charge peut avoir une valeur significative (Fig.IV.1). Ainsi, à titre d'exemple [1], pour un rapport d'ouverture de  $\beta=0,4$  et pour une pression différentielle de 0,25 bar qui est une valeur communément admise, on a une perte de pression de 0,15bar. Il s'ensuit que des pressions inférieurs à 2 bars, il est fortement recommandé d'éviter l'emploi de ce type d'appareils, du fait de l'impossibilité de réduire la pression différentielle sans diminuer la pression.



### IV.3.2 Débit

Les critères de choix relatifs au débit procèdent des capacités maximales et minimales, et de la plage de fonctionnement et de l'irrégularité du flux gazeux.

#### IV.3.2.1 Capacité maximale

- Pour les déprimogènes à diaphragme, elle résulte de l'application des équations de la norme. par exemple [19], pour un diamètre de la conduite  $D=1000\text{mm}$ ,  $\beta=0,5$ ,  $P=50\text{bar}$ ,  $\Delta P=0,5\text{bar}$ , on a un débit maximal de gaz naturel de  $1\,200\,000\text{m}^3/\text{h}$  environ.
- Pour les compteurs de volume, la capacité maximale est fixée par le calibre le plus élevé [43].
- Pour les compteurs à turbine présentent des capacités nettement plus élevées que les compteurs à pistons rotatifs [43].

Au delà des limites imposées par la technologie pour les capteurs ou les normes, pour les voludéprimomètres à diaphragme, il faut recourir aux compteurs ou a des débitmètres montés en parallèle.

### IV.3.2.2 Capacité minimale

Elle est très faibles pour les compteurs volumétriques et relativement faible pour les voludéprimomètres à diaphragme [43].

### IV.3.2.3 Plage des débits

Il est impératif qu'elle soit couverte par zone d'exactitude du dispositif de mesure, rappelons qu'elle se situe comme suit [43]:

- De 33% à 100% pour déprimogène associé à un seul manomètre différentiel.
- De 13% à 100% pour déprimogène associé à 2 manomètres différentiels d'échelles différentes
- De 1% à 100% pour un compteur sec à soufflet.
- De 5% à 100% pour un compteur à piston rotatifs ou pour un compteur à turbine.

Lorsque la plage de variation des débits n'est pas couverte par les valeurs indiquées ci-dessus, il y a lieu de monter plusieurs dispositifs en parallèle. En ce qui concerne cette contrainte particulière l'avantage du compteur volumétrique est prépondérant.

Dans ce cas, l'emploi du déprimogène s'avère plus avantageux. En effet, outre la possibilité d'utiliser un déprimogène avec deux manomètres différentiels, mentionnée plus haut, on peut jouer sur d'autres paramètres [43]:

- Par adaptation du diaphragme dans les limites de meilleure précision, le rapport des débits extrêmes  $Q_{max}/Q_{min}$  est de 7 environ.
- Le doublement du diamètre du tube calibré quadruple le débit maximal (inversement).
- Une modification de la pression statique et de la pression différentielle permettent une adaptation limitée de la plage des débits.

### IV.3.2.4 Irrégularité du flux

Les compteurs à piston rotatifs supportent mal des démarrages brusques de débits qui ont pour effet, à plus ou moins long terme, de bloquer les mobiles du compteur. Une bonne capacité gazométrique (longueur de tuyauterie) amortit l'effet du démarrage.

Pour les compteurs à turbine, un flux cyclique avec fréquence élevée (arrêt puis redémarrage plusieurs fois par minute) est un facteur d'erreur non négligeable. En effet, si la turbine démarre presque instantanément, elle ne s'arrête pas aussi rapidement. Ainsi, bien que le flux soit stoppé, le compteur continue pendant environ 10 à 15 secondes à tourner. Il en découle dans le cas d'arrêts répétés, un surcomptage systématique [19].

D'autre part, le principe du compteur à turbine étant la mesure de la vitesse, le profil de vitesse du gaz doit être bien établi. Si ce n'est pas le cas, une erreur importante en découlera. Une longueur droite (sans réduction, ni prises, ni singularités) de 10D au minimum est obligatoire en amont du compteur avec 5D en aval [19]. Cela agrandit la longueur de comptage et peut poser des problèmes de place, notamment en usine. Ce problème concerne également les déprimogènes à diaphragme : les longueurs droites à prévoir pour la stabilisation de l'écoulement sont normalisées [41].

## IV.4 CARACTERISTIQUES DU GAZ

### IV.4.1 Présence d'impuretés solides ou liquides

Lorsque le gaz comporte des impuretés solides ou liquides il importe de pouvoir s'en débarrasser avant qu'elles puissent pénétrer dans les mesureurs, où selon le type de ces derniers, leur effet peut se manifester de manière différente.

En ce qui concerne les voludéprimomètres, le passage d'impuretés solides peut affecter la qualité de la mesure, si elles sont susceptibles d'endommager l'alésage du diaphragme par suite d'abrasion ou d'impact. La situation est différente pour des compteurs à piston rotatifs, où le passage des impuretés risque de bloquer le rotor et par là, de provoquer l'arrêt partiel de l'écoulement du gaz. C'est pourquoi les compteurs à pistons rotatifs sont souvent munis de by-pass avec un pot de garde hydraulique ou avec une membrane d'éclatement. Ce danger n'existe pas sur le compteur à turbine, le seul risque étant, au pire, la destruction du rotor [19].

Ces ennuis peuvent être éliminés dans la majorité des cas l'emploi de filtres équipés de mailles aux dimensions appropriées.

L'efficacité des filtres est moins bonne dans le cas d'impuretés liquides. C'est pourquoi les compteurs volumétriques doivent dans ces cas faire l'objet d'une surveillance accrue du fait du risque que la coalescence se produise dans le dispositif de comptage. En ce qui concerne les voludéprimomètres, il y a lieu, pour obtenir des résultats satisfaisants, de prévoir des bouteilles de purge ou des pots de condensation afin de ne pas fausser les mesures de capteurs de pression statique et différentielle [34].

### IV.4.2 Caractéristiques physico-chimiques

Lorsque la composition du gaz varie, il en résulte un changement du facteur de compressibilité ainsi que de la masse volumique.

Cette variation peut interdire l'emploi d'un correcteur automatique à cloche ou d'un dispositif de régulation de masse volumique, si la fréquence des variations est telle qu'elle empêche le remplacement de l'échantillon. La variation de la masse volumique est sans effet sur la détermination des débits pour les compteurs volumétriques ; cependant elle est la source d'une erreur dans le calcul du débit massique du gaz [13].

Par contre, la formule de calcul utilisée pour les voludéprimomètres fait intervenir la masse volumique dans le calcul de débit. Cette erreur s'ajoute alors à celle liée aux variations de densité au travers du facteur de compressibilité.

Lorsque la valeur de la masse volumique est nécessaire pour un comptage précis, on la détermine souvent par calcul à partir de la connaissance de la pression statique, de la température et de la compressibilité, cette dernière étant calculée à l'aide de formules ou mesurée directement par un « Z-mètre ».

L'avantage de ce type de comptage réside dans le nombre limité de capteurs utilisés. Il en résulte une fiabilité accrue et une réduction des frais d'entretien et d'étalonnage. Par contre, l'utilisation d'algorithmes pour le calcul de Z et l'approximation de la masse molaire introduisent des imprécisions, plus particulièrement lorsque la quantité du gaz moyen pour lequel les algorithmes ont été établis peut fortement varier [34].

Dans l'autre grande catégorie de comptage la connaissance de la valeur de la masse volumique est obtenue au moyen de densimètres en ligne, ce qui permet une

précision accrue mais entraîne des coûts supplémentaires. Néanmoins, les appareils existant actuellement ne conviennent pas pour toutes les situations qui peuvent se rencontrer et notamment dans le cas de gaz corrosifs, humides ou riches en condensats.

## **IV.5 CONDITIONS D'INSTALLATION**

### **IV.5.1 Encombrement**

Lorsque l'espace est limité, comme c'est le cas généralement sur les plates-formes pétrolières, l'encombrement de l'installation est à considérer et peut être un facteur de décision, compte tenu des longueurs droites importantes à installer en amont et en aval du diaphragme d'un déprimogène. Ces longueurs peuvent être réduites par l'emploi de redresseurs d'écoulement. L'utilisation de compteurs volumétriques permet des encombrements nettement plus réduits. Toutefois, l'emploi de compteurs à turbine nécessite un minimum de longueur droite ou la présence de redresseurs d'écoulement [34].

### **IV.5.2 Implantation**

Les vibrations transmises par le sol ou par les structures (cas des plates-formes de production offshore, notamment) sont très nocives pour les compteurs volumétriques. Elles affectent aussi, indirectement, le fonctionnement des voludéprimomètres par leur action sur les transducteurs et les densimètres.

L'éloignement géographique du centre d'étalonnage peut être une raison de l'utilisation de voludéprimomètres dont l'étalonnage sur le site d'exploitation ne nécessite pas de moyens coûteux et difficiles à mettre en œuvre. Toutefois, certaines réglementations peuvent imposer des étalonnages plus fréquents pour ces voludéprimomètres que pour les compteurs volumétriques [19].

## **IV.6 LE COUT DU MESURAGE**

Le coût annuel d'une installation de mesurage comprend l'amortissement de l'investissement et les frais d'exploitation.

Nous n'examinerons que le cas des installations équipées d'instruments classiques, agréés par les services officiels de métrologie [43].

### **IV.6.1 Investissements**

En dehors des dispositifs nécessaires pour la livraison du gaz ( détendeurs, filtres, soupapes... ) les investissements proprement liés au mesurage du gaz comprennent [18]:

#### **a) Pour un comptage volumétrique :**

- le coût d'achat du compteur,
- le coût d'achat du dispositif correcteur et du transducteur,
- le coût des infrastructures nécessaires pour le correcteur et le transducteur de pression,
- le coût de la main d'œuvre pour le montage.

**b) Pour un comptage déprimogène :**

- le coût du banc de comptage,
- le coût du calculateur et des transducteurs,
- le coût des infrastructures nécessaires pour le calculateur et les transducteurs,
- le coût de la main d'œuvre pour le montage.

**IV.6.2 Frais d'exploitation :**

Les frais d'exploitation sont de deux types:

- les étalonnages périodiques,
- la maintenance.

**IV.6.2.1 Frais d'étalonnage :**

Ils dépendent de la fréquence des étalonnages et du type d'équipement utilisé.

On estime que l'étalonnage d'un système déprimogène coûte deux fois plus cher que l'étalonnage d'un système équipé de compteur.

**IV.6.2.2 Frais de maintenance :**

Ces frais sont très faibles pour un déprimogène à diaphragme alors qu'ils représentent environ 20% du prix du compteur pour les comptages volumétriques.

**IV.7 REMARQUES SUR CERTAINS DEBITMETRES POUR CONDUITE FERMEE**

Les remarques qui suivent apportent certains éléments de choix [34].

1. Pour tous les débitmètres à déprimogène, la masse volumique du fluide doit être connue, même si l'on ne mesure pas le débit –masse. On peut être amené, dans le cas des gaz et si l'on recherche une grande précision, à procéder à des mesures de température et de pression courantes, ou directement à une mesure de densité.
2. Certains modèles de diaphragme sont interchangeables, parfois sous pression, sans arrêt de l'unité. L'usure des lèvres de l'orifice compromet la précision de la densité.
3. Les caractéristiques métrologiques du coin segmental (élément en V) sont peu sensibles à l'érosion ainsi qu'à la distribution de vitesse dans la conduite.
4. Les débitmètres à vortex sont équipés de plusieurs types de capteur (transducteurs piézo-électriques, détecteurs magnétiques, soniques et fibre optique). Choisir le détecteur en fonction du fluide (risques de colmatage des ports d'entrée, de corrosion du capteur, etc.), afin de limiter les problèmes ultérieurs de maintenance. L'usure de la barre vortex influe peu sur les caractéristiques métrologiques.
5. Les turbines équipées de roulements à billes ont précision meilleure que les turbines à palier lisses, mais sont plus sensibles à la corrosion.
6. Les compteurs volumétriques ne peuvent mesurer un débit-masse du gaz qu'avec une mesure complémentaire de densité.

7. Les débitmètres à ultrasons à temps de transit ne conviennent qu'aux fluides propres ; ils sont sensibles à la présence de bulles de gaz, ainsi qu'aux tourbillons et vortex générés par les accessoires situés en amont. Le matériau de la conduite peut réfracter les ondes sonores. Ce type de débitmètre est peu utilisé, sauf en version portable.
8. Le débitmètre à effet de Coriolis n'est utilisable sur gaz ou vapeur qu'avec un fluide de densité suffisante. Il est lourd et a besoin d'un massif stabilisateur. Il est encore coûteux à l'achat. Ses problèmes de jeunesse, électroniques en particulier, sont désormais largement résolus.
9. Les débitmètres massiques thermiques doivent être étalonnés avec le fluide à mesurer. Ses capteurs ont une longue durée de vie ; ils sont peu sensibles aux dépôts.
10. L'étendue de mesure d'un débitmètre peut être modifiée par changement du flotteur.

#### IV.8 ETAT ACTUEL DE MARCHE ET TENDANCES

Les débitmètres à organe déprimogène occupaient, vers le milieu du siècle, une part prépondérante ; ils n'étaient guère concurrencés à cette époque que par les instruments à déplacement de volume pour les comptages sur les fluides visqueux et, sur les liquides, par le très ancien débitmètre électromagnétique.

Ils conservent encore l'avantage d'être statiques et, au moins pour le diaphragme normalisé, d'avoir des coefficients de débits bien connus. Ils perdent du terrain en raison notamment de leur dynamique modeste, de leur sensibilité à l'usure et de leurs coûts d'installation et de pompage ; de sorte leur part de marché recule, globalement, devant celle des débitmètres de principe plus récent.

Une estimation rapide [18] du parc Français de débitmètres est donnée sur le tableau IV.1 Parallèlement, le tableau IV.2 reprend des statistiques douanières américaines [65], portant sur les exportations de débitmètre en 1985.

Débitmètres	Estimation du parc Français de débitmètre
Déprimogène (orifice)	50 à 60%
Vortex	10%
Coriolis	2%
Ultrasons	2%

**Tableau IV.1** Estimation du parc Français de débitmètres.

Débitmètres	Exportations des Etats-Unis
Compteur volumique	37,7%
Coriolis	17,6%
Turbine	15,3%
Ultrasons	8,3%
Vortex	2,1%

**Tableau IV.2** Exportations des Etats-Unis en débitmètres.

Ces chiffres, bien que peu cohérents en apparence, soulignent la faveur croissante dont jouissent les débitmètres de type récent.

#### IV.7 LES AVANTAGES ET INCONVENIENTS DES PRINCIPAUX SYSTEMES DE COMPTAGE INDUSTRIELS (tableau IV.1).

**V** : Compteur à organe déprimogène

**T** : Compteur de vitesse (turbine)

**P** : Compteur à pistons rotatifs

		<b>V</b>	<b>T</b>	<b>P</b>
Prix	$2 < Q_v < 100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	-	++	+++
	$100 < Q_v < 1600 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	+	+++	+
	$Q_v < 1600 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	+++	+	-
Emprise au sol		+	++	+++
Comptage à pression élevée = 100 bar		+++	+	-
Instabilité aux particules liquides		++	+	-
Instabilité aux particules solides		++	+	-
Dynamique élevée		+	++	+++
Comportement en fonction de la température		+++	++	+
Comportement aux variations de débit ou de pression		++	+	-
Résistance aux gaz corrosifs		+++	-	-
Impossibilité de blocage (arrêt du flux)		+++	++	-
Précision		++	+++	++
Fiabilité		++	++	+
Faible niveau de bruit		+++	+++	+
Facilité d'installation		+	++	+++
Facilité d'exploitation		++	+++	++

**Tableau. IV.1** Avantages et inconvénients des principaux systèmes de comptage industriels .

## V.1 GENERALITES SUR LES TUYERES SONIQUE

On appelle tuyère un conduit de section circulaire dont le profil comporte un convergent, suivi quelquefois par une partie cylindrique et divergent.

Le profil des tuyères qui fera l'objet de notre étude est représenté par la figure 1 (type LMEF) [31] :

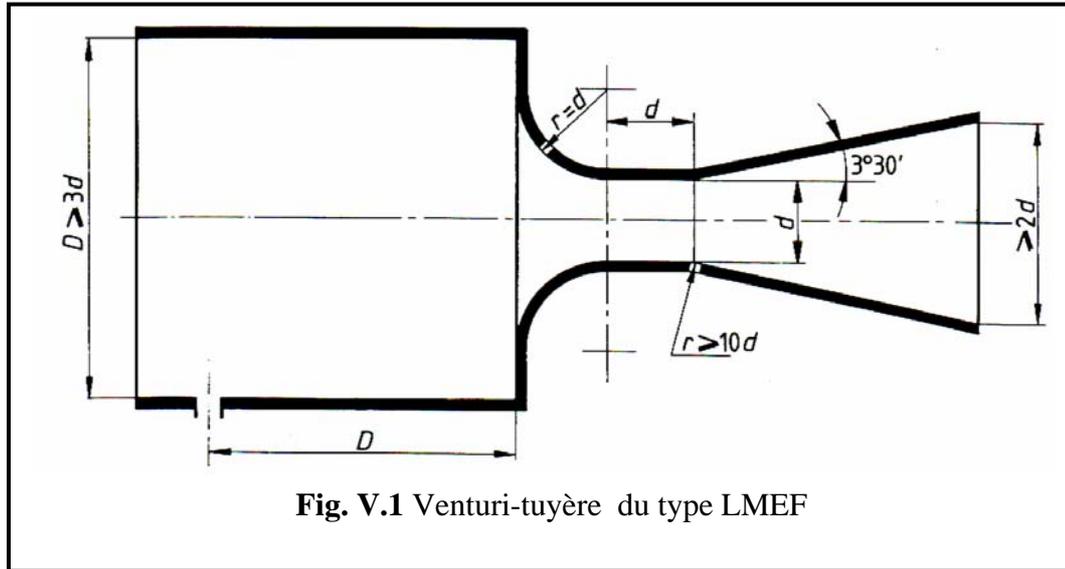


Fig. V.1 Venturi-tuyère du type LMEF

La géométrie est définie comme suite :

- Un convergent torique en quatre de cercle dont le rayon est égal au diamètre au col du venturi,  $R_t = d_c$ .
- Le col est constitué d'une partie cylindrique dont la longueur est égale au diamètre  $L_c = d_c$ .
- En aval du col se trouve un divergent d'angle total  $7^\circ$ .

## V.2. ECOULEMENT D'UN FLUIDE PARFAIT DANS UN VENTURI-TUYERE

En supposant que l'écoulement est permanent, unidimensionnel, compressible et isentropique d'un gaz parfait dans un Venturi-tuyère les équations générales du mouvement du fluide dans un filet de courant peuvent être écrites [57]:

- ◆ **Equation différentielle de continuité :**

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dS}{S} + \frac{du}{u} = 0 \quad (1)$$

- ◆ **Equation de la dynamique :**

$$d\left(\frac{u^2}{2}\right) + \frac{dP}{\rho} = 0 \quad (2)$$

◆ **Equation de l'énergie :**

$$d\left(\frac{u^2}{2}\right) + d(C_p \cdot T) = 0 \quad (3)$$

◆ **Equation d'état des gaz parfait :**

$$\frac{P}{\rho} = rT \quad (4)$$

Notons que, pour un gaz parfait la chaleur massique  $C_p$  à pression constante est donnée par la relation :

$$C_p = \frac{\gamma \cdot r}{\gamma - 1}$$

En effectuant certaines transformations on obtient la relation importante du capitaine d'*Hugoniot* [57].

$$\frac{dS}{S} + \frac{du}{u}(1 - M^2) = 0 \quad (5)$$

Où  $\frac{u}{a} = M$  est le nombre Mach local.

L'analyse de cette équation par rapport aux sections principales de la tuyère nous donne.

- Dans la partie convergente de la tuyère, nous avons  $ds < 0$ , nous aurons  $du > 0$  et la vitesse augmente, écoulement subsonique.
- Au niveau du col  $dS = 0$  donc :

$$\frac{du}{u}(1 - M^2) = 0 \quad (6)$$

Deux cas peuvent donc se poser, soit :

$du = 0$  et la vitesse passe par un maximum puis elle diminue ou bien  $M^2 = 1$  et la vitesse devient sonique au col.

• Enfin, dans la partie divergente on a  $ds > 0$  dans ce cas il y a aussi deux possibilités d'écoulement.

Si  $M < 1$ , nous aurons  $du < 0$  et la vitesse diminue, écoulement **subsonique**,

Si  $M > 1$ , nous aurons  $du > 0$  et la vitesse continue à augmenter, écoulement **supersonique**.

L'expression (6) montre donc que dans une conduite donnée ou siège un écoulement isentropique, la vitesse d'écoulement du fluide ne peut être égale à celle du son ( $M=1$ ) qu'au col du Venturi-tuyère dans la section de la canalisation ou l'aire présente un maximum ou un minimum.

### V.3 ECOULEMENT CRITIQUE AU COL

#### V.3.1 Relation de *Barré de Saint Venant* :

En intégrant l'équation thermodynamique (3) nous aurons la formule de *Zeuner*:

$$\frac{u^2}{2} + H = Cte \quad (7)$$

Pour un gaz parfait, nous aurons la relation :

$$H = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P}{\rho} \quad (8)$$

Et remplaçant dans l'équation (7) :

$$\frac{u^2}{2} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P}{\rho} = Cte \quad (9)$$

L'application de cette équation pour la section amont dans laquelle  $u=0$  et une section quelconque de la tuyère, nous donne :

$$\frac{u^2}{2} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P}{\rho} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{am}}{\rho_{am}} \quad (10)$$

Compte tenu que l'écoulement est isentropique, nous aurons donc la vitesse dans une section égale :

$$u = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{am}}{\rho_{am}} \left( 1 - \left( \frac{P}{P_{am}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (11)$$

Cette relation est appelée équation de *Saint Venant*. Comme les équations du mouvement des fluides sont souvent exprimées en fonction du nombre de *Mach*, donc l'équation de *Saint Venant* peut s'écrire :

$$1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} M^2 = \frac{T_{am}}{T} = \left( \frac{P_{am}}{P} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left( \frac{\rho_{am}}{\rho} \right)^{\gamma-1} \quad (12)$$

Cette relation est très importante pour l'étude que nous faisons, elle permet la détermination des paramètres critique de l'écoulement.

### V.3.2 Débit massique du Venturi-tuyère

Le débit en masse du Venturi-tuyère est celui qui traverse une tranche quelconque, soit :

$$Q = \rho.S.u$$

Et en remplaçant  $u$  par sa valeur de l'équation de *Saint Venant*, on aura :

$$Q = \rho.S \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{am}}{\rho_{am}} \left( 1 - \left( \frac{P}{P_{am}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (13)$$

Compte tenu que l'écoulement est isentropique, on aura :

$$Q = \rho_{am}.S \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{am}}{\rho_{am}} \left( \frac{P}{P_{am}} \right)^{\frac{1}{\gamma}}} \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{P}{P_{am}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (13a)$$

En maintenant les conditions génératrices constantes, le débit massique sera fonction du groupement  $Y = f\left(\frac{P}{P_{am}}\right)$ .

D'après l'équation (13a), nous voyons que le maintien constant des conditions amont entraîne que le débit ne dépend plus que de la fonction :

$$Y = W^{\frac{1}{\gamma}} \cdot \sqrt{1 - W^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (14)$$

A son tour, cette fonction qui dépend de  $\left(\frac{P}{P_{am}} = W\right)$  passe par un maximum quand

$\frac{dY}{dW} = 0$ , on a alors :

$$\frac{P}{P_{am}} = \frac{P_c}{P_{am}} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (15)$$

Ce paramètre est appelé rapport critique de détente ( $w_{cr}$ ) et la vitesse correspondante à ce rapport est égale à :

$$u_c = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \frac{P_{am}}{\rho_{am}}} \quad (16)$$

En remplaçant  $P_{am}$ ,  $\rho_{am}$  par des valeurs dépendant des paramètres au col, nous aurons finalement :

$$u_c = \sqrt{\gamma \frac{P_c}{\rho_c}} \quad (17)$$

Qui est bien la vitesse du son au col du Venturi-tuyère et le débit en masse sera :

$$Q = S_c \sqrt{\gamma \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} P_{am} \cdot \rho_{am}} \quad (18)$$

En remplaçant  $\rho_{am}$  par  $\frac{P_{am}}{r \cdot T_{am}}$  tiré de l'équation d'état, on aura aussi :

$$Q = S_c \sqrt{\frac{\gamma}{r} \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \frac{P_{am}}{\sqrt{T_{am}}}} \quad (19)$$

On désigne par coefficient de détente la grandeur :

$$A = \sqrt{\frac{\gamma}{r} \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (20)$$

Et on écrit finalement :

$$Q = S_c \cdot A \cdot \frac{P_{am}}{\sqrt{T_{am}}} \quad (21)$$

Nous voyons donc que le débit massique d'un écoulement sonique ne dépend que des paramètres en amont du Venturi-tuyère. Cette valeur représente un maximum pour le débit possible de la tuyère.

Pour une canalisation et un état amont donnés, le débit massique dépend de la détente imposée (15), c'est-à-dire de la pression aval.

Lorsque la pression  $P_{av}$  décroît à partir de la pression  $P_{am}$  le débit de la tuyère augmente jusqu'à une valeur maximale pour  $P_{av}=P_c$  correspondant à une vitesse sonique au col ( $u_c=a_c$ ) l'état d'écoulement est dit critique. A ce moment, le débit masse reste égal au débit maximum, même si la pression aval continue à diminuer. Les perturbations éventuelles en aval de la tuyère qui peuvent se produire ne franchissent pas la section minimale du col sonique.

A titre d'exemple, nous donnons les caractéristiques de l'état critique d'une tuyère dépourvue d'un divergent pour un gaz naturel Algérien ( $\gamma = 1,22$ ) [63]:

$$\frac{P_c}{P_{am}} = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0,561$$

$$\frac{\rho_c}{\rho_{am}} = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = 0,622$$

$$\frac{T_c}{T_{am}} = \frac{2}{\gamma + 1} = 0,901$$

$$\frac{a_c}{a_{am}} = \left( \frac{T_c}{T_{am}} \right) = \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{2}} = 0,949$$

### V.3.3 Calcul de $W_{cr,s}$ pour le Venturi-tuyère considéré

D'après l'hypothèse d'un écoulement isentropique, sonique au col et subsonique ailleurs, partant de l'équation de continuité au col et à la sortie du Venturi-tuyère figure 1 a obtenu pour l'expression (14) :

$$W_{cr,s}^{\frac{1}{\gamma}} \left( W_{cr,s}^{\frac{1}{\gamma}} - W_{cr,s} \right) = \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{2}{\gamma-1}} \left( \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right) \left( \frac{S_c}{S_s} \right)^2 \quad (22)$$

Comme d'après la géométrie du Venturi-tuyère adopté nous avons :

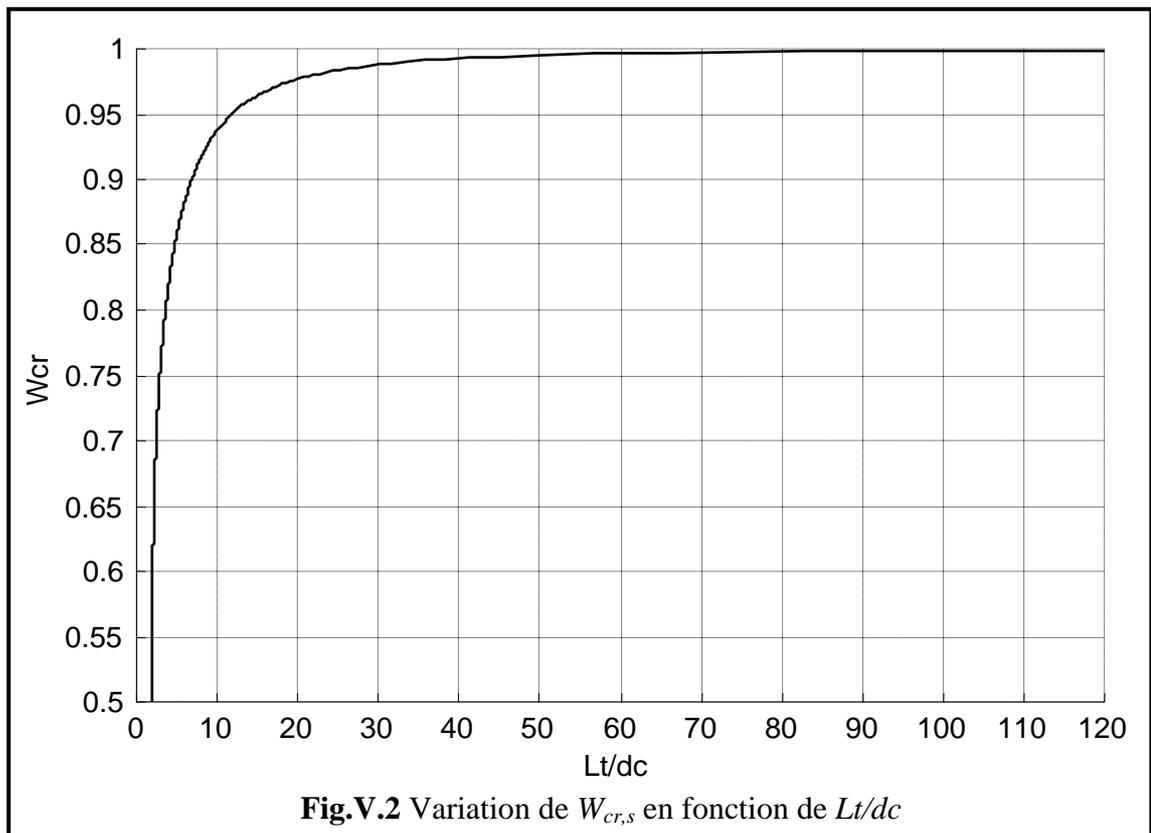
$$\frac{dS}{dc} = 1 + 2 \left( \frac{L_t}{dc} - 2 \right) \text{tg} \theta \quad (23)$$

Où  $\theta = 3^\circ 30'$ .

On tire alors :

$$\frac{L_t}{dc} = 2 + \frac{\cot g \theta}{2} \left( \sqrt{\frac{\left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{2}{\gamma-1}} \left( \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right)}{W_{cr,s}^{\frac{1}{\gamma}} \left( W_{cr,s}^{\frac{1}{\gamma}} - W_{cr,s} \right)} - 1} \right) \quad (24)$$

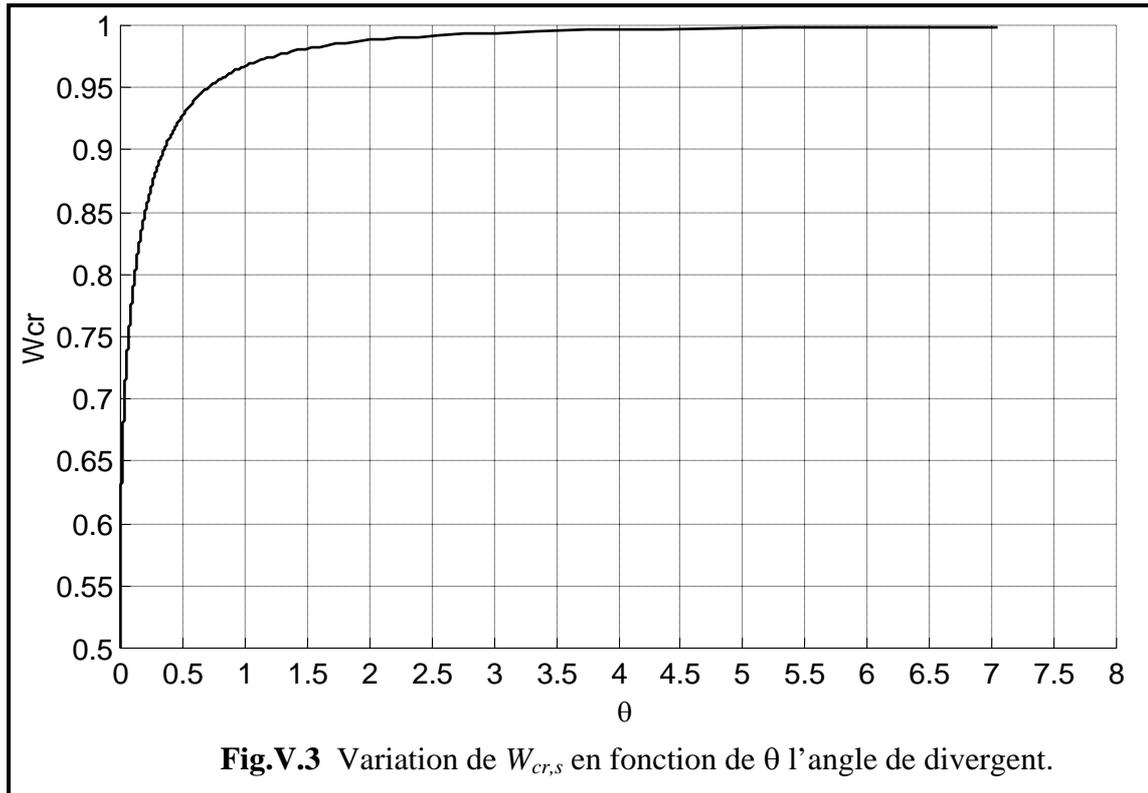
En donnant des valeurs au rapport  $\frac{L_t}{dc}$ , on calcule le rapport  $W_{cr,s}$  correspondant Fig.V.2,



**Fig.V.2** Variation de  $W_{cr,s}$  en fonction de  $L_t/dc$

D'après ces résultats, nous voyons bien que le divergent installé à l'aval du Venturi-tuyère récupère une partie d'énergie cinétique en pression. Néanmoins, une augmentation très importante de sa longueur n'est pas nécessaire, car au-delà de  $\frac{L_t}{dc} = 10$  celle-ci n'entraîne que des augmentations de l'ordre du millième sur  $W_{cr,s}$ .

De même pour déterminer l'angle optimal qu'assurant la meilleure récupération de l'énergie cinétique de l'écoulement du gaz, nous donnons des valeurs à l'angle  $\theta$  entre 0 à 8° du divergent et on calcule le rapport  $W_{cr,s}$  correspondant ; l'ensemble des résultats sont présentés à la figure V.3.



D'après ces résultats, nous voyons bien que le divergent installé à l'aval du Venturi-tuyère récupère une partie d'énergie cinétique en pression. Car  $\theta = 3^{\circ}.5'$  celle-ci n'entraîne que des augmentations de l'ordre du millième sur  $W_{cr}$ .

#### V.4 PARTICULARITES D'EMPLOI DES VENTURI-TUYERES A COL SONIQUE

Les mesures de débit à l'aide de Venturi-tuyères à col sonique présentent les principaux avantages suivants [16]:

1. Si les conditions en amont restent constantes, le débit qui passe par le Venturi-tuyère sera rigoureusement constant. La mesure des conditions amont est suffisante lorsque cet organe débite en régime sonique.
2. L'avantage très remarquable d'un col sonique, c'est qu'il interdit à toutes perturbations en aval de remonter en amont.
3. Enfin, la mesure de débit à l'aide de ces organes ne nécessite pas de moyens matériels assez sophistiqués.

Par contre, le seul inconvénient :

Pour que l'écoulement au col soit sonique, il faut s'assurer que  $W_C \leq W_{cr,s}$  vérification qui n'est pas toujours facile à réaliser.

#### V.5 DIFFERENTS TYPES DE VENTURI-TUYERES A COL SONIQUE

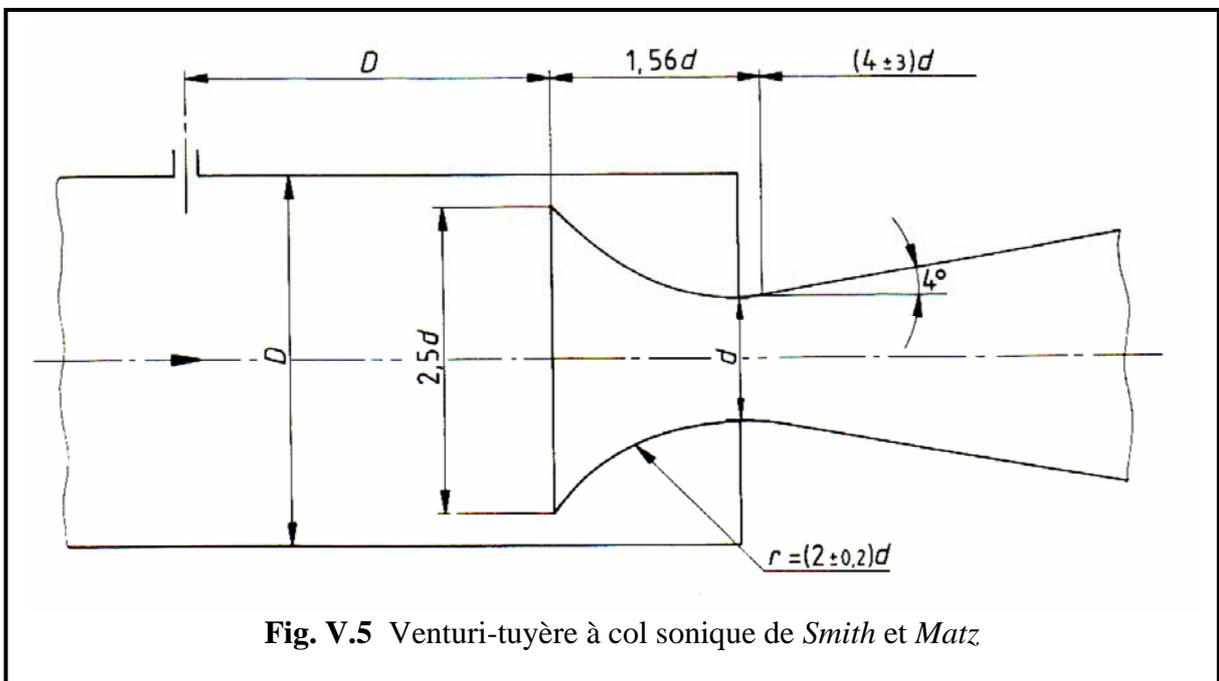
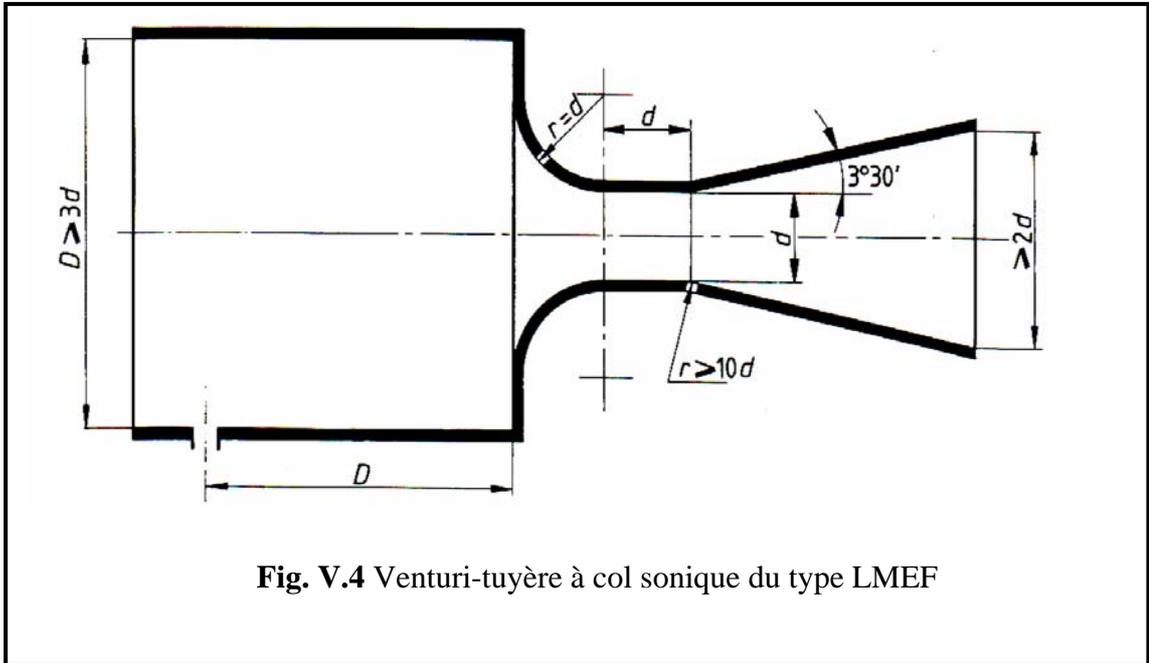
Tout Venturi-tuyère en général doit commencer par une partie convergente du côté amont ayant un certain rayon, suivi d'un col de diamètre bien distinct et d'une partie divergente en aval pour la récupération de l'énergie. On peut donc avoir deux types principaux de Venturi-tuyères, ceux munis après le convergent d'une partie cylindrique et ceux dont la partie la partie divergente se raccorde directement au convergent. Dans cette gamme, on peut avoir d'autres types, ceci en faisant varier l'angle  $\theta$  et le rayon de courbure au col.

Des travaux de recherche faits sur des Venturi-tuyères ayant un même diamètre au col ont montré que ceux munis d'une partie cylindrique type LMEF, possèdent pratiquement les mêmes performances que ceux dépourvus de col cylindrique [71].

Afin de faciliter la réalisation et l'utilisation de ces Venturi-tuyères à col sonique, deux variantes différentes seules seront recommandées par la norme [60] pour les mesures des débits, il s'agit des Venturi-tuyères type LMEF (Fig.V.4), et ceux dits *SMITH* et *MATZ* (Fig.V.5).

Les premiers sont vivement recommandés lorsque le diamètre du col est faible à cause de leur facilité d'exécution.

Compte tenu des objectifs qu'on s'est fixés, ce sont donc ces Venturi-tuyères qui feront l'objet de notre étude.



## V.6 COEFFICIENT DE DEBIT D'UN VENTURI-TUYERE A COL SONIQUE.

Dans l'étude précédente, trois hypothèses sont introduites, à savoir :

- 1) Ecoulement unidimensionnel par tranches,
- 2) La détente du gaz se fait suivant une transformation isentropique,
- 3) Gaz est considéré comme parfait, donc non visqueux.

La différence entre les conditions réelles d'écoulement à travers les Venturi-tuyères à col sonique et celles de l'écoulement d'un gaz parfait nécessite l'analyse d'un certain nombre de points :

### V.6.1 Effet de courbure au col.

L'existence d'un rayon de courbure au col entraîne que la surface sonique n'est pas plane et le débit du Venturi-tuyère est inférieur à celui qui est par l'hypothèse de l'écoulement unidimensionnel et leur rapport  $\Delta$  est inférieur à l'unité [37].

Dans le cas des Venturi-tuyères que nous étudions, pourvus d'un col cylindrique suffisamment long, nous avons  $\Delta=1$  ce qui est un des avantages du col cylindrique.

### V.6.2 Détente non isentropique.

Etant donné que les gaz réels sont généralement plus compressibles que les gaz parfaits, un facteur correctif est introduit dans l'équation d'état tel que :

$$P = Z \cdot \rho \cdot r \cdot T \quad (25)$$

Où  $Z$  : Représente le facteur de compressibilité du gaz réel, qui est fonction de la nature, de la température et de la pression du gaz.

De même le coefficient de détente  $A$  (20) devait être calculé dans ce cas en considérant la détente réelle  $\frac{P}{\rho^\gamma}$  avec  $\gamma$  dépendant de  $P$  et de  $T$ , déterminé à partir de la loi d'évolution polytropicque.

Des auteurs tel que [26,23] ont estimé le défaut que présente l'utilisation de l'équation de *Van Der Walls* pour un écoulement isentropique. De même, *J. VINCENT* et *J. MERIGOUX* [54] ont calculé le facteur de détente  $A$  en fonction de la pression et de la température atmosphérique pour deux cas.

- $P_{am} \leq 10atm$ , ils ont trouvé que  $A$  ne dépend que de la température  $T_{am}$  et l'air se comporte comme un gaz parfait et pour  $300K < T_{am} < 1000K$ , ils donnent la formule empirique suivante :

$$A = 0,0040735 - 8,808 \cdot 10^{-7} \cdot T_{am} \quad (\text{unité MKSA}) \quad (26)$$

- $10 \leq P_{am} \leq 100atm$ ,  $A$  est fonction de  $P_{am}$  et  $T_{am}$  et ils proposent une autre formule :

$$A = A_0(T_{am}) + m(T_{am}) \cdot P_{am} \quad (27)$$

Pour cette équation  $P_{am}$  doit être exprimé en Pascals.

Les valeurs des coefficients  $A_0$  et  $m$  en fonction de  $T_{am}$  sont données dans le tableau suivant le Tableau V.1.

$T_{am}$ en K	300	400	500	700	1000
$A_0$	0,040405	0,040403	0,040392	0,040103	0,039890
$m \cdot 10^{11}$	15,56	4,56	-1,36	-1,97	-1,49

**Tableau V.1** Valeurs des constante  $A_0$  et  $m$  pour différentes températures

Cette présentation proposée par *MM. VICENT* et *MERIGOUX* est assez pratique cependant elle présente quelques inconvénients :

- Elle a une limite inférieure de validité sur la  $T_{am}$  seuil au dessous duquel on pratiquement souvent.
- Il existe une discontinuité dans les valeurs calculées dans la zone de pression égale à 10 atmosphères.

De même pour des pressions :  $0 \leq P_{am} \leq 70atm$  et  $273 \leq T_{am} \leq 350K$  *AZEM* [41] proposa l'emploi de la formule suivante :

$$A_{réel} = 0,0404155 + 0,001396 \cdot \frac{P_{am} \cdot 10^{-5}}{(T_{am} - 210,2)} \quad (28)$$

Avec :  $P_{am}$  en Pascals.  
 $T_{am}$  en degré K

### V.6.3 Effet de la viscosité.

L'effet de la viscosité se traduit par la présence d'une couche limite qui se développe sur la paroi du Venturi-tuyère. Dans cette couche, la valeur de la vitesse passe par celle de l'écoulement potentiel loin de la paroi, à zéro sur celle-ci. De ce fait, la vitesse moyenne de l'écoulement se trouve inférieure à la vitesse théorique du potentiel.

Le rôle de la viscosité sera donc une diminution du débit prévu théoriquement, on définit ainsi le rapport :

$$C_q = \frac{Q_{réel}}{A \cdot S_c \cdot \frac{P_{am}}{\sqrt{T_{am}}}} \quad (29)$$

$P_{am}$ ,  $T_{am}$  représentent les conditions d'arrêt à l'amont.

$C_q$  est le coefficient de débit du venturi-tuyère à col sonique.

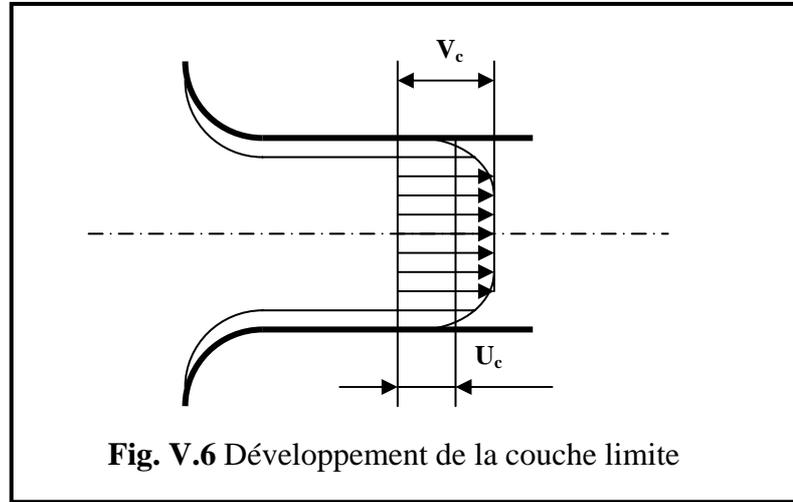
$A$  : Coefficient de détente calculé avec les expressions (27,28).

Le calcul théorique de  $C_q$  consiste à relier ce coefficient visqueux au nombre de *Reynolds* par l'intermédiaire de l'écoulement visqueux ceci soit :

- Par la conception de la vitesse moyenne.
- Par l'épaisseur de déplacement.
- Par les pertes de charge par frottement.

### V.6.4 Conception de la vitesse moyenne.

On considère un écoulement dans la tuyère où la couche limite se développe sur la paroi Figure 6.



Au col, nous avons la vitesse moyenne définie par :

$$U_c = \frac{1}{S_c} \int_{S_c} u ds \quad (30)$$

Donc le débit sera :  $Q_{reel} = \rho \cdot U_c \cdot S_c$

et

$$Q_{th} = \rho \cdot V_c \cdot S_c$$

Donc

$$C_q = \frac{Q_{reel}}{Q_{th}} = \frac{U_c}{V_c} \quad (31)$$

Si on connaît théoriquement ou expérimentalement la fonction  $\frac{U_c}{V_c} = f(Re)$ ,  $C_q$  sera déterminé.

### V.6.5 Conception du déplacement.

Le débit théorique peut s'écrire :

$$Q_{th} = \rho \cdot V_c \cdot \pi \cdot \frac{d_c^2}{4} \quad (32a)$$

Si nous déplaçons la paroi au col de la quantité  $\delta_c$ , épaisseur de déplacement de la couche limite, on peut exprimer le débit réel:

$$Q_{réel} = \rho \cdot V_c \cdot \frac{\pi}{4} (d_c - 2\delta_c)^2$$

et

$$C_q = \frac{Q_{réel}}{Q_{th}} = \left(1 - \frac{2\delta_c}{d_c}\right)^2 \quad (32b)$$

Comme  $\frac{\delta_c}{d_c} \ll 1$  on peut écrire :

$$C_q = 1 - 4 \cdot \frac{\delta_c}{d_c} \quad (33)$$

Comme l'épaisseur  $\delta_c$  est une fonction du nombre de *Reynolds*, on peut écrire [21]:

$$4 \frac{\delta_c}{d_c} = \frac{K}{Re^n} \quad (34)$$

on aura finalement :

$$C_q = 1 - \frac{K}{Re^n} \quad (35)$$

Où  $K$  : Constante dont la valeur est déterminée expérimentalement ou théoriquement ;  
 $Re$  : Nombre de *Reynolds* au col ;  
 $n$  : Exposant dépendant du régime d'écoulement .

On recommande [14] pour la couche limite laminaire  $n=1/2$  et pour la turbulente  $n=1/5$ .

### V.6.6 Conception de la perte de charge par frottement.

Dans le cas du fluide parfait l'équation de *Bernoulli* écrite entre l'amont (ou  $V=0$ ) et le col de la tuyère nous donne [5].

$$P_{am} = P_c + \rho \cdot \frac{V_c^2}{2} \quad (36)$$

$$\text{D'où } V_c = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_{am} - P_c)}$$

Et dans le cas du fluide réel :

$$P_{am} = P_c + \frac{\alpha_c \cdot \rho \cdot U_c^2}{2} + \frac{\xi \cdot \rho \cdot U_c^2}{2} \quad (37)$$

Avec:  $\alpha_c$  : Coefficient d'énergie cinétique au col, que l'on prend égal à l'unité ;  
 $\xi$  : Coefficient de perte de charge dans la Tuyère .

En faisant rentrer la longueur équivalente, cylindrique du convergent et du col du Venturi-tuyère on aura :

$$U_c = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{am} - P_c)} \quad (38)$$

et par conséquent :

$$C_q = \frac{U_c}{V_c} = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}} \quad (39)$$

Et connaissant les valeurs théorique ou expérimentales du coefficient de perte de charge  $\xi$  en fonction de  $Re_c$ ,  $C_q$  sera connu à son tour en fonction de  $Re_c$  .

L'expression retenue pour la détermination du coefficient  $C_q$  d'un Venturi-tuyère sonique sera de la forme :

$$C_q = 1 - \frac{K}{Re_c^n} \quad (40)$$

Parmi les nombreux auteurs qui ont fait des études théoriques ou expérimentales pour déterminer la valeur de ce coefficient de débit et plus particulièrement de la constante  $K$ , on peut citer:

1) *Simons* [69], qui partant de la conception de l'épaisseur de déplacement a exprimé le coefficient  $C_q$  en régime laminaire, comme une fonction de la géométrie pour une tuyère ayant un convergent en un quart de cercle .

$$C_q = 1 - \frac{4 \cdot \ln 2 \cdot \sqrt{\frac{2}{1 - \ln 2}}}{\sqrt{Re_c}} \cdot \sqrt{\frac{x}{d_c} - \frac{x_1}{4 \cdot d_c}} \cdot f\left(\frac{T_{t\infty}}{T_p}\right) \quad (41)$$

Avec  $T_{t\infty}$  : Température du fluide libre dans le col ;  
 $T_p$  : Température de la paroi de la tuyère .

Et il donne l'expression pour le calcul de la fonction :

$$f\left(\frac{T_{t\infty}}{T_p}\right) = \frac{1 - \ln\left(\frac{T_{t\infty}}{T_p}\right)}{2 - \frac{T_{t\infty}}{T_p}} \quad (42)$$

Dans le cas ou le fluide est incompressible  $\frac{T_{t\infty}}{T_p} = 1$  et  $f\left(\frac{T_{t\infty}}{T_p}\right) = 1$

On obtient :

$$C_c = 1 - \frac{K}{\sqrt{Re_c}} \quad (43)$$

Avec :  $K$  : Une constante dépendant seulement de la géométrie du Venturi-tuyère sonique Fig.V.7. Dans le cas ou  $x_1=d_c$  et si on se fixe  $x/d_c$  égal respectivement à 0,5 ; 0,75 et 1 celles qui seront prises par la constante  $K$  seront 6,12 ; 7,065 et 7,90 (voir 34).

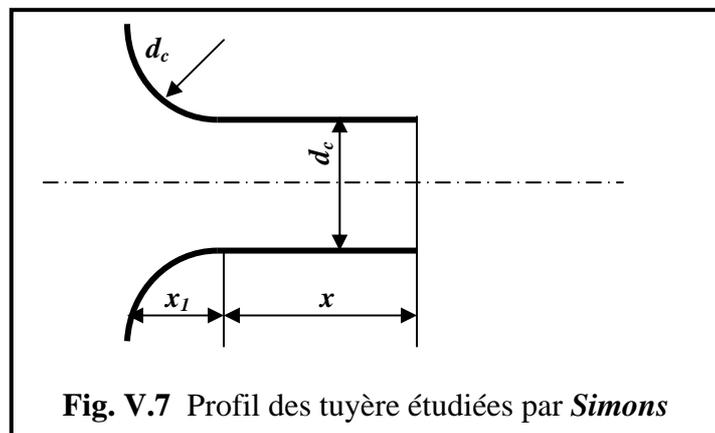
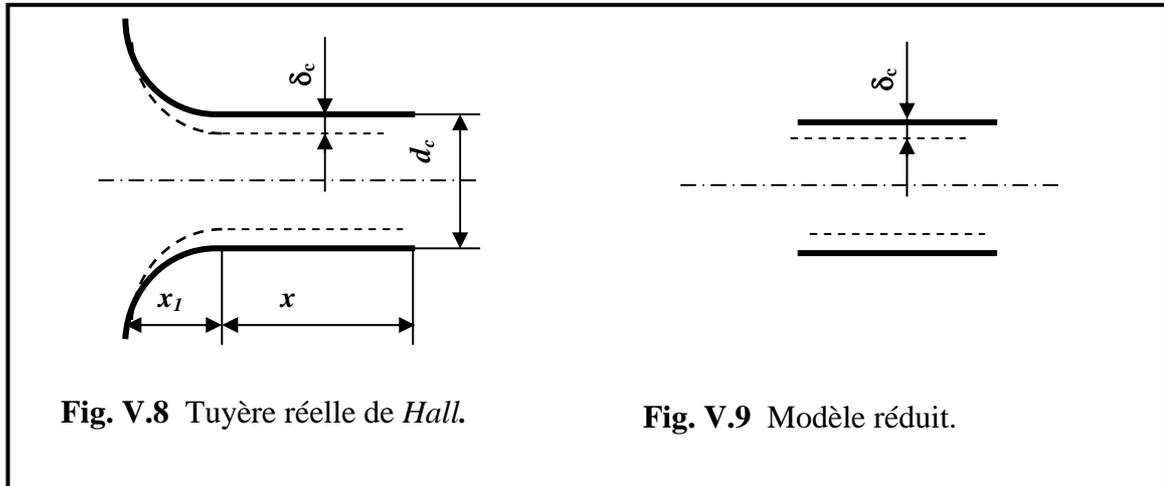


Fig. V.7 Profil des tuyère étudiées par *Simons*

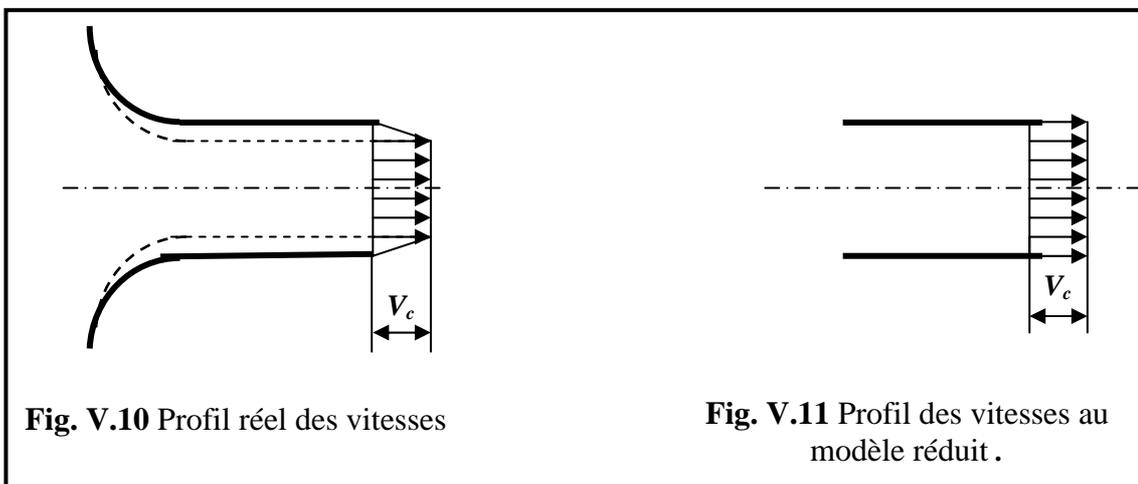
Toutefois *Simons* précise que ses calculs sont valables que pour les limites

$$10^4 \leq Re_c \leq 10^5.$$

De même pour traiter, ce problème, *Hall* [38] procéda de la manière suivante. Il remplace la tuyère réelle Fig.V.8 par un modèle fictif simplifié constitué d'une partie cylindrique ayant le diamètre du col et la longueur équivalente  $x$  du Venturi-tuyère Fig.V.9.



Ensuite *Hall* procède à un déplacement dans la frontière de son modèle Fig.V.10 qui égal à l'épaisseur de la couche limite de telle manière à avoir un écoulement potentiel identique à celle de sa tuyère en présence de cette couche limite.



Enfin, négligeant l'effet de courbure, le gradient de pression, considèrent que la couche limite est celle de la plaque plane et en posant :

$\delta_c = 1,73.x.Re_c^{-0.5}$  pour une couche laminaire et  $\delta_c = 0,046.x.Re_c^{-0.2}$  pour une couche turbulente. Il suppose que pour les Tuyères qu'il traite on a  $x/d_c \neq 1$  et donne finalement

$$C_q = 1 - \frac{6,92}{\sqrt{Re_c}} \tag{44}$$

Pour  $10^3 \leq Re_c \leq 2.10^5$

$$\text{Et } C_q = 1 - \frac{0,184}{Re_c^{0,2}} \quad (45)$$

Pour  $10^6 \leq Re_c \leq 10^7$

2) *A. Jaumotte* [42] a montré que le coefficient débit d'une tuyère peut se déduire à partir du calcul de l'épaisseur des quantités de mouvement de la couche limite. En considérant trois tuyères avec des convergents différents, il traite le problème de la couche limite laminaire. Partant de l'hypothèse d'un écoulement potentiel par tranches parallèles, il calcule l'épaisseur des quantités de mouvement puis le coefficient de débit, il obtient alors :

◆ Convergent :

$$\begin{array}{l} \blacksquare \text{ Ellipse } C_q = 1 - \frac{6,8}{\sqrt{Re_c}} \end{array} \quad (46)$$

$$\begin{array}{l} \blacksquare \text{ Cercle } C_q = 1 - \frac{6,53}{\sqrt{Re_c}} \end{array} \quad (47)$$

$$\begin{array}{l} \blacksquare \text{ Clothoïde } C_q = 1 - \frac{7,5}{\sqrt{Re_c}} \end{array} \quad (48)$$

2) *H.J. Leutheusser* [39] partant de l'équation  $C_q = 1 - \frac{4.\delta_c}{d_c}$ , il développe le calcul sur la base de la méthode utilisée par autres auteurs, il étudie l'influence de  $\beta = \frac{d_c}{D_{am}}$  sur la couche limite, il trouve que dans les limites  $0 \leq \beta \leq 3/7$ , ce facteur n'influe pas sur le coefficient de débit. Et pour un Venturi-tuyère ayant le rapport  $\frac{x}{d_c} = 0,5$  il donne :

$$C_q = 1 - \frac{6,528}{\sqrt{Re_c}} \quad (49)$$

pour  $10^3 \leq Re_c \leq 10^6$

3) *N. DALBRAND* [24]. En utilisant la méthode de *Polhausen* à savoir un polynôme du 4<sup>ème</sup> degré pour la répartition des vitesses

$$\frac{U}{V} = a_1.\eta + a_2.\eta^2 + a_3.\eta^3 + a_4.\eta^4 \quad (50)$$

et en faisant un calcul direct de la couche limite par les expressions :

$$\blacksquare \delta^+ = \int_0^{\infty} \left(1 - \frac{U}{V}\right).dy \quad \text{épaisseur de déplacement}$$

$$\blacksquare \delta^{++} = \int_0^{\infty} \left(1 - \frac{U}{V}\right).\frac{U}{V}.dy \quad \text{épaisseur de quantité de mouvement .}$$

Où le paramètre  $\eta = \frac{y}{\delta}$  étant tel que pour  $y = \delta$  on ait  $\frac{U}{V} = 1$   
 $\delta$  représente l'épaisseur de la couche limite.

Il obtient alors :

$$\delta^+ = \delta \left( \frac{3}{10} - \frac{\lambda}{120} \right) \quad (51)$$

$$\delta^{++} = \delta \left( \frac{37}{315} - \frac{\lambda}{943} - \frac{\lambda^2}{9072} \right) \quad (52)$$

Dans lesquels  $\lambda = \frac{\delta^2 dV}{\gamma dx}$  appelé paramètre de forme .

Il porte ensuite ces valeurs dans l'expression générale de *RARMAN* définie comme [27]:

$$V^2 \frac{d\delta^{++}}{dx} + (2\delta^{++} + \delta^+) \frac{V.dV}{dx} + \frac{V^2 \delta^{++}.dR}{R.dx} = \gamma \frac{V}{\delta} \left( 2 + \frac{\lambda}{8} \right) \quad (53)$$

et en procédant par la méthode d'intégration graphique, il obtient finalement l'équation donnant le coefficient de débit .

$$C_q = 1 - \frac{7,43}{\sqrt{Re_c}} \quad (54)$$

4) *J. VINCENT* [72]. Avait étudié expérimentalement le coefficient de débit pour le profil des Venturi-tuyères que nous avons adoptés. Il avait utilisé pour cela deux méthodes de mesure de débit.

- Méthode de mesure absolue .
- Méthode de mesure relative .

Puisque sa droite moyenne passe à travers tous les points, la méthode de mesure relative est meilleure que la méthode absolue ; dont son équation de la régime laminaire s'écrit :

$$C_q = 1 - \frac{7,24}{\sqrt{Re_c}} \quad (55)$$

pour  $Re_c \leq 7,43.10^5$

Parmi le travail très important de *Mazen* [51], nous remarquons que dans la partie réservée à la détermination du coefficient  $C_q$  dans la zone correspondante au même nombre de *Reynolds*, les résultats obtenus par ce dernier rejoignent ceux de *Vincent* ; toutefois, ces résultats concernent des Venturi-tuyères de diamètre supérieur à  $13,6 \text{ mm}$  , ce qui ne correspond pas à nos objectifs de travail.

Le coefficient de débit pour un gaz naturel de données suivantes (voir annexe 1) :

- La viscosité dynamique (voir annexe )  $\mu = 0.10923.10^{-4} \text{ N.s./m}^2$
- Vitesse du son  $a=340\text{m/s}$
- Masse Volumique  $\rho=0,79\text{kg/m}^3$

- Le nombre de Reynolds :  $Re = \rho \frac{a.d}{\mu} c$  (56)

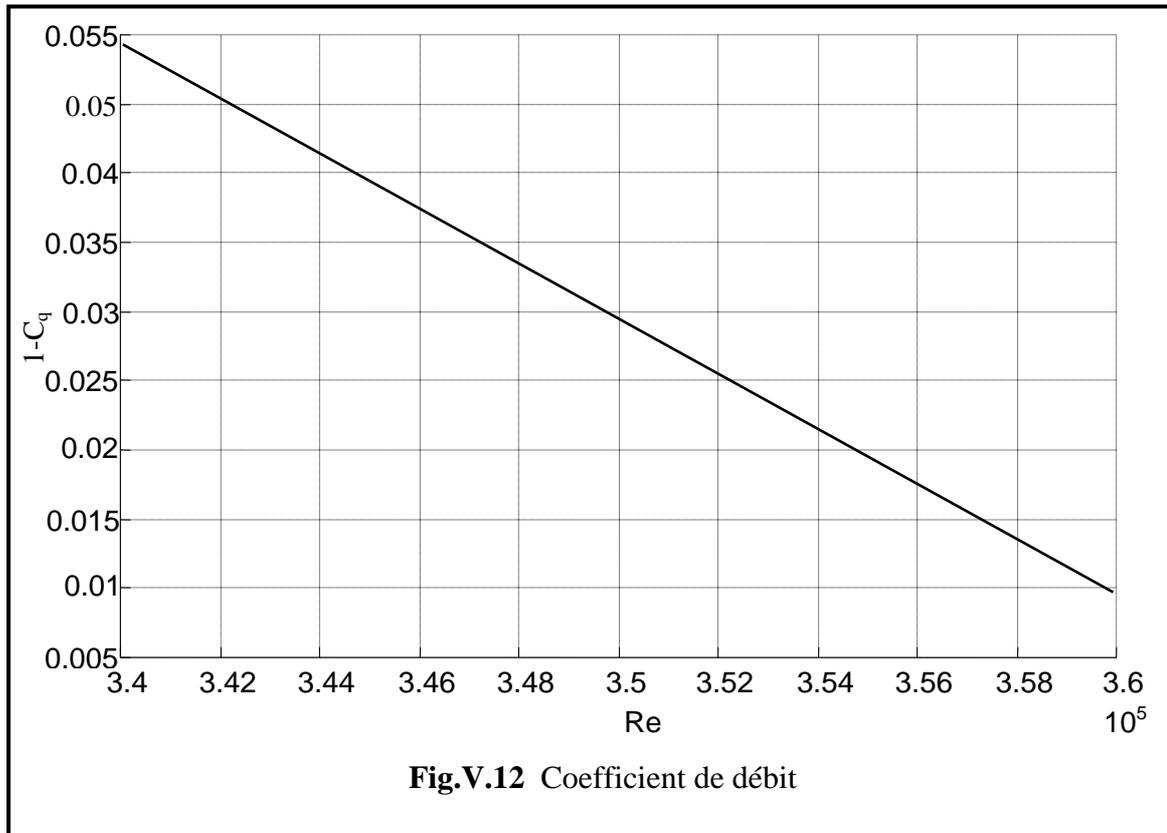


Fig.V.12 Coefficient de débit

### V.6.7 Influence de la composition du fluide.

Dans le cas de l'écoulement d'un mélange gazeux assimilé à un gaz homogène et monophasique, la connaissance des rapports de mélange est indispensable pour l'état du mélange et calculer les propriétés apparentes du mélange. En ce qui concerne notre travail, nous nous intéressons à l'écoulement du gaz à travers les venturi- tuyères à col sonique. Or, le gaz est normalement humide et contient une quantité plus au moins importante de vapeur d'eau. En utilisant les lois de (*Gibbs-Dalton* et la loi d'*Amagat*), nous pouvons écrire pour le gaz humide, les expressions suivantes [11]:

$$r_{ah} = \frac{r_{as}}{F_h} \quad (57)$$

$$F_h = 1 - \frac{3}{8} \cdot \frac{P_v}{P}$$

où :  $r_{ah}$  et  $r_{as}$  sont respectivement les constantes de gaz humide et sec,

$P_v$  est la pression partielle de la vapeur d'eau dans le gaz,

$P$  est la pression totale de gaz,

$F_h$  est le facteur d'humidité de gaz.

## V.7 MESURE DE DEBIT A L'AIDE D'ORGANES DEPRIMOGENES POUR LE UN GAZ NATUREL

### V.7.1 Théorie de l'organe déprimogène

Pour un écoulement du fluide dans une canalisation l'équation de *Bernoulli* s'écrit [22]:

$$\frac{V^2}{2} + gh + \frac{P}{\rho} = Cte \quad (58)$$

En supposant h constant (conduite horizontale, prises situées pratiquement à la altitude), la conservation de l'énergie entre les deux section 1 (amont de l'organe primaire) et 2 (aval) s'écrit :

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{1}{\rho_1} P_1 = \frac{V_2^2}{2} + \frac{1}{\rho_2} P_2 \quad (59)$$

Soit D, S : le diamètre et la section de la canalisation aux conditions de service.

d, s : le diamètre et la section de l'orifice aux conditions de service.

$\beta = d / D$ .

$s_2$  : la section de la veine contractée en 2 (cas des diaphragme).

Il vient :

$$S.V_1 = s_2 V_2 \quad (60)$$

soit :

$$V_1 = \mu \beta^2 V_2 \quad (61)$$

Avec  $\mu = s_2 / s$  coefficient de contraction.

La combinaison des équations (59) et (61) donne, après manipulation algébrique. L'expression du débit volumique [1]:

$$Q_v = \left[ \frac{\zeta \cdot \mu}{\sqrt{1 - \mu^2 \cdot \beta^4}} \right] \cdot s \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{P_2 - P_1}{\rho}} \quad (62)$$

$\zeta$  : étant un coefficient empirique, introduit pour tenir compte des frottements et autres pertes d'énergie non analysables ( $0,5 < \zeta < 1$ ).

Etant donné que ni  $\zeta$  ni  $\mu$  ne sont analysables par la théorie (sauf dans le cas des venturis, qui moulent bien la veine, d'où il suit  $\mu=1$ ), l'usage s'est généralisé d'écrire le terme entre crochets de (5) avec les symboles suivants :

$$\alpha = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (63)$$

$\alpha$  : étant le coefficient de débit et C le coefficient de décharge ; l'usage de C est maintenant quasi généralisé. Ces fonctions ont été déterminées expérimentalement et sont données par les normes sous forme de formule ou de tableaux.

Le terme  $E = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$  est appelé coefficient de vitesse d'approche.

La masse volumique  $\rho$  du fluide varie entre l'amont ( $\rho_1$ ) et l'aval ( $\rho_2$ ), de sorte que l'équation de (2) s'écrit :

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{V_2^2}{2} + \int_{\rho_1}^{\rho_2} \frac{dP}{\rho} \quad (64)$$

D'autre part, en supposant l'écoulement adiabatique entre les sections 1 et 2, on peut utiliser la relation :

$$P / \rho^\gamma = Cte \quad (65)$$

avec  $\gamma$  rapport des capacités thermiques massiques à pression constante et à volume constant.

L'équation de continuité (60) s'écrit :

$$V_1 S \rho_1 = V_2 s_2 \rho_2 \quad (66)$$

La combinaison algébrique des équations (64), (65) et (66) permet de calculer un coefficient de détente  $\varepsilon$  tel que :

$$\varepsilon = \left[ (1-X)^{2/\gamma} \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{1-(1-X)^{(\gamma-1)/\gamma}}{X} \frac{1-\beta^4}{1-\beta^4(1-X)^{2/\gamma}} \right]^{1/2} \quad (67)$$

avec  $X = \frac{P_1 - P_2}{P_1} = \frac{\Delta P}{P_1}$  Pression différentielle relative (rapport de la pression différentielle  $\Delta P$  à la pression  $P_1$ ).

Cette relation (67), théorique, n'est applicable qu'aux Venturis et aux Tuyères.

Pour les diaphragmes, on tend à utiliser dans tous les cas la formule empirique :

$$\varepsilon = 1 - (0,41 + 0,35\beta^4) \frac{X}{\gamma} \quad (67a)$$

Les formules (67) et (67a) ne sont valables que si  $P_2 / P_1 \geq 0,75$ .

### V.7.2 Formulation générale

Suivant ce qui a été exposé précédemment la formule générale est la suivante : [1]

Débit massique :

$$Q_m = \alpha \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2\Delta P \cdot \rho_1} \quad (68)$$

Débit volumique :

$$Q_v = \frac{1}{\rho_1} Q_m \quad (68a)$$

Si le fluide incompressible,  $\varepsilon = 1$ .

### V.7.3 Régimes d'écoulement dans une canalisation [6]

- ◆ **Écoulement laminaire** : Les lignes de courant demeurent parallèles entre elles, les couches de fluide glissant les unes sur les autres sans se mélanger. Les pertes de charge sont alors proportionnelles à la vitesse.
- ◆ **Écoulement turbulent** : Les lignes de courant ne gardent plus leur individualité, mais s'enchevêtrent. Les pertes de charge sont proportionnelles au carré de la vitesse.

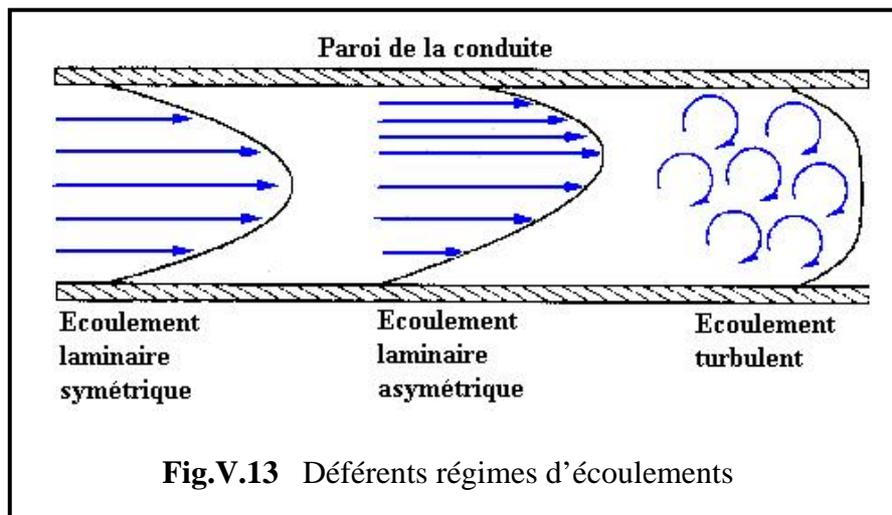
### V.7.4 Nombre de *Reynolds* $Re$ .

Pour faciliter la comparaison entre deux écoulements, on utilise des nombres sans dimension. Ainsi, dans un écoulement incompressible (pression = constante) et isotherme (température = constante), un seul paramètre sans dimension est suffisant pour caractériser l'écoulement, c'est le nombre de *Reynolds* [12].

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \rho \frac{VD}{\mu} \quad (69).$$

Dans une conduite de section circulaire :

- Si  $Re < 2300$ , l'écoulement est laminaire.
- Si  $Re > 2300$ , l'écoulement est turbulent.



### V.7.5 Facteurs influant sur l'écoulement des fluides dans les conduites

Les principaux facteurs influant sur l'écoulement des fluides dans une conduite sont les suivants [49]:

- Vitesse du fluide,
- Frottement du fluide en contact avec la conduite,
- Viscosité du fluide,
- Masse volumique du fluide.

### V.7.5.1 Vitesse du fluide :

Elle dépend de la charge qui force le fluide à traverser la conduite. Plus la charge est élevée, plus le débit de fluide est important (les autres facteurs restants constants) et, par conséquent, plus le volume d'écoulement est important.

Le diamètre de la conduite influe également sur le débit. Si l'on double le diamètre de la conduite, le débit potentiel augmentera selon un coefficient quatre.

### V.7.5.2 Frottement de la conduite :

Il réduit le débit du fluide dans les tuyaux et la vitesse du fluide est plus lente près des parois de la conduite qu'au centre. Il est donc considéré comme un facteur négatif. Plus la conduite est lisse, propre et de grand diamètre, et moins le frottement de la conduite a d'effet sur le débit général du fluide.

### V.7.5.3 Viscosité dynamique du fluide :

Elle réduit, tout comme le frottement, le débit du fluide près des parois de la conduite. Elle augmente ou diminue en fonction des variations de température.

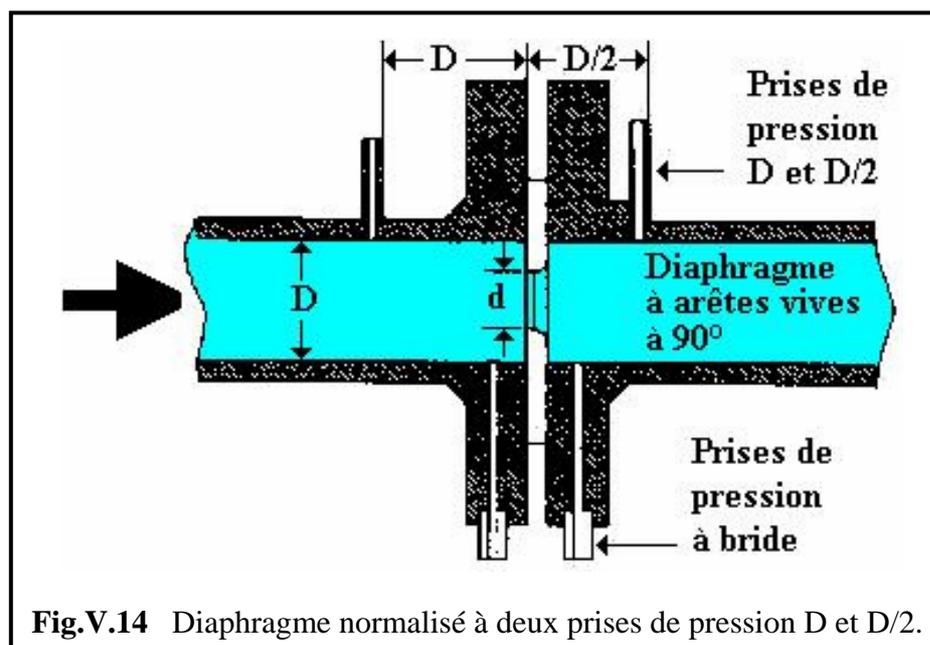
### V.7.5.4 Masse volumique du fluide :

Elle influe également sur le débit, car un fluide plus dense exige une charge supérieure pour maintenir le débit souhaité.

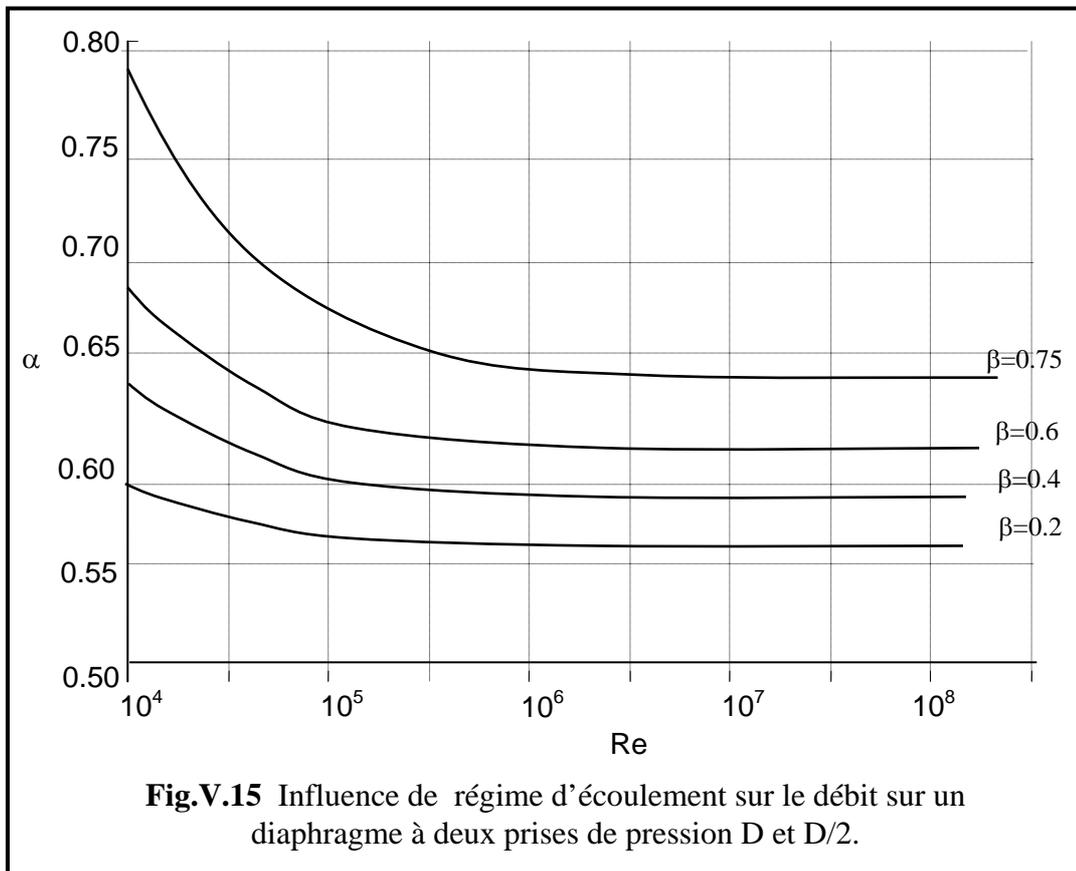
Le fait que les gaz soient compressibles exige souvent l'utilisation de méthodes différentes pour mesurer des débits de liquides, de gaz ou de liquides contenant des gaz.

### V.7.6 Diaphragme

Il s'agit d'un disque percé en son centre, réalisé dans le matériau compatible avec le liquide utilisé. Le diaphragme concentrique comprime l'écoulement du fluide, ce qui engendre une pression différentielle de part et d'autre de celui-ci. Il en résulte une haute pression en amont et une basse pression en aval, proportionnelle au carré de la vitesse d'écoulement. C'est le dispositif le plus simple, le moins encombrant et le moins coûteux Fig. V.14,[49].



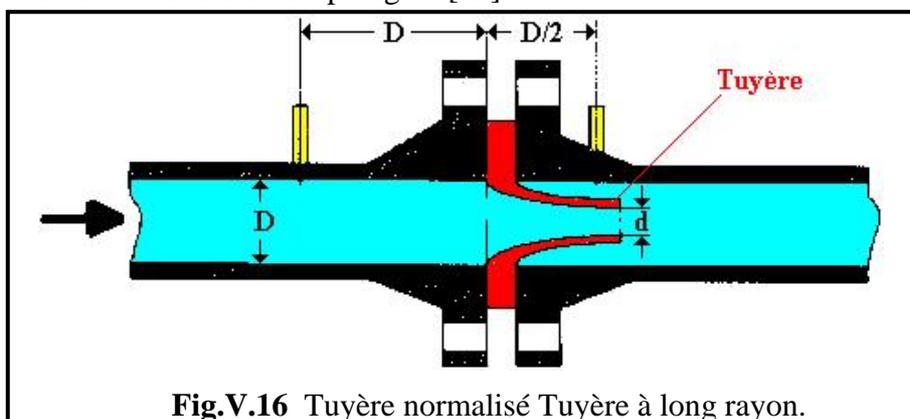
- ◆ Domaine d'utilisation : ne convient pas aux liquides contenant des impuretés solides car celles-ci peuvent s'accumuler à la base du diaphragme. Il introduit une perte de charge importante.
- ◆ Diamètre de canalisation : tous diamètres disponibles.
- ◆ Précision : 2 à 5 %
- ◆ Dynamique : 1-4



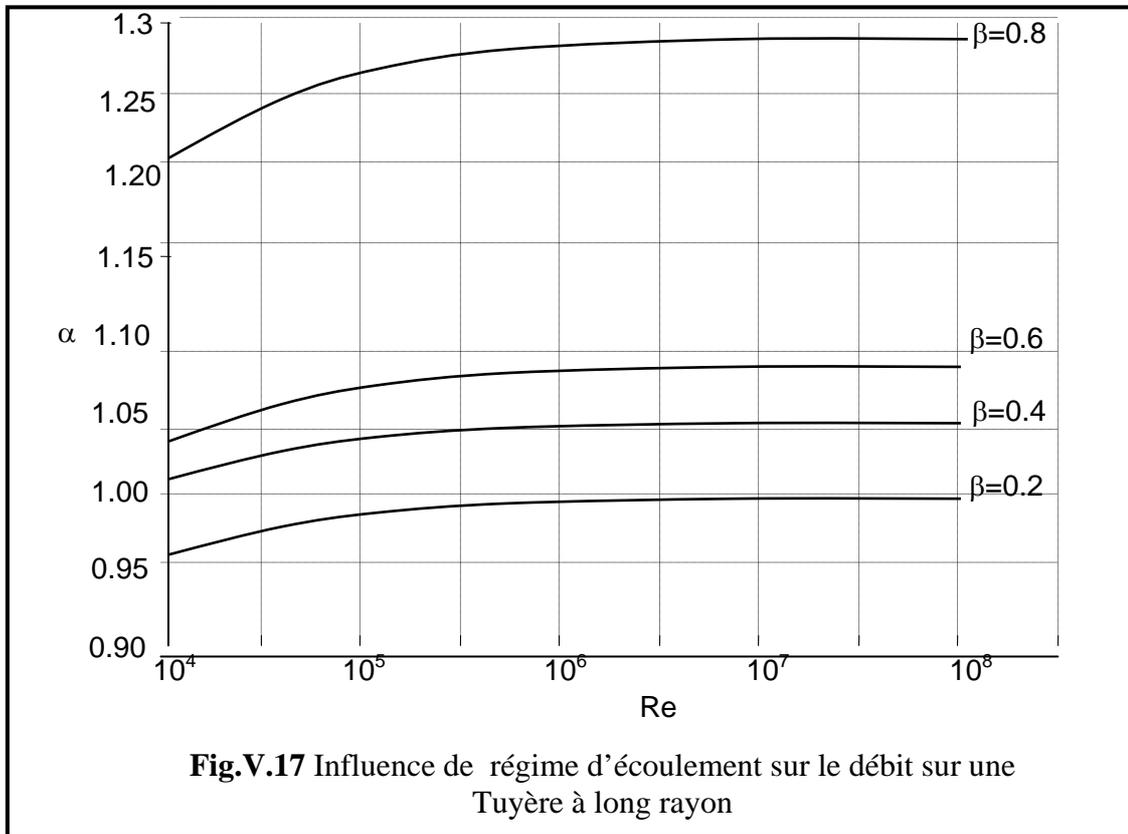
### V.7.7 Tuyère

Elle est considérée comme une variante du tube de Venturi. L'orifice de la tuyère constitue un étranglement elliptique de l'écoulement, sans section de sortie rétablissant la pression d'origine.

Les prises de pression sont situées environ  $\frac{1}{2}$  diamètre de la conduite en aval et 1 diamètre la conduite en amont Fig.V.16. La perte de charge se situe entre celle d'un tube de Venturi et celle d'un diaphragme [49].

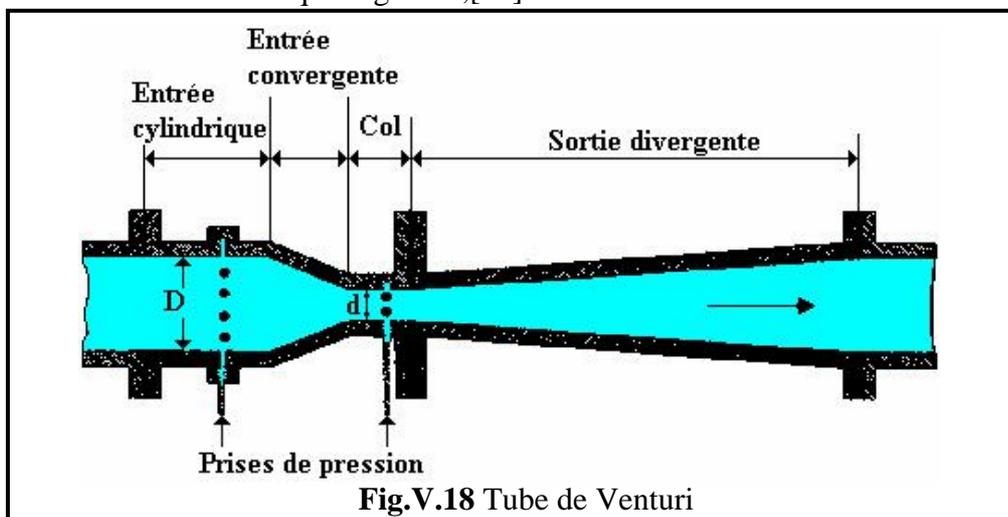


- ◆ Domaine d'utilisation : pour les turbulences importantes ( $Re > 50000$ ), notamment dans les écoulements de vapeur à haute température. Ce dispositif est inutilisable pour les boues.
- ◆ Diamètre de canalisation
- ◆ Précision : 1 à 3 %
- ◆ Dynamique : 1-4

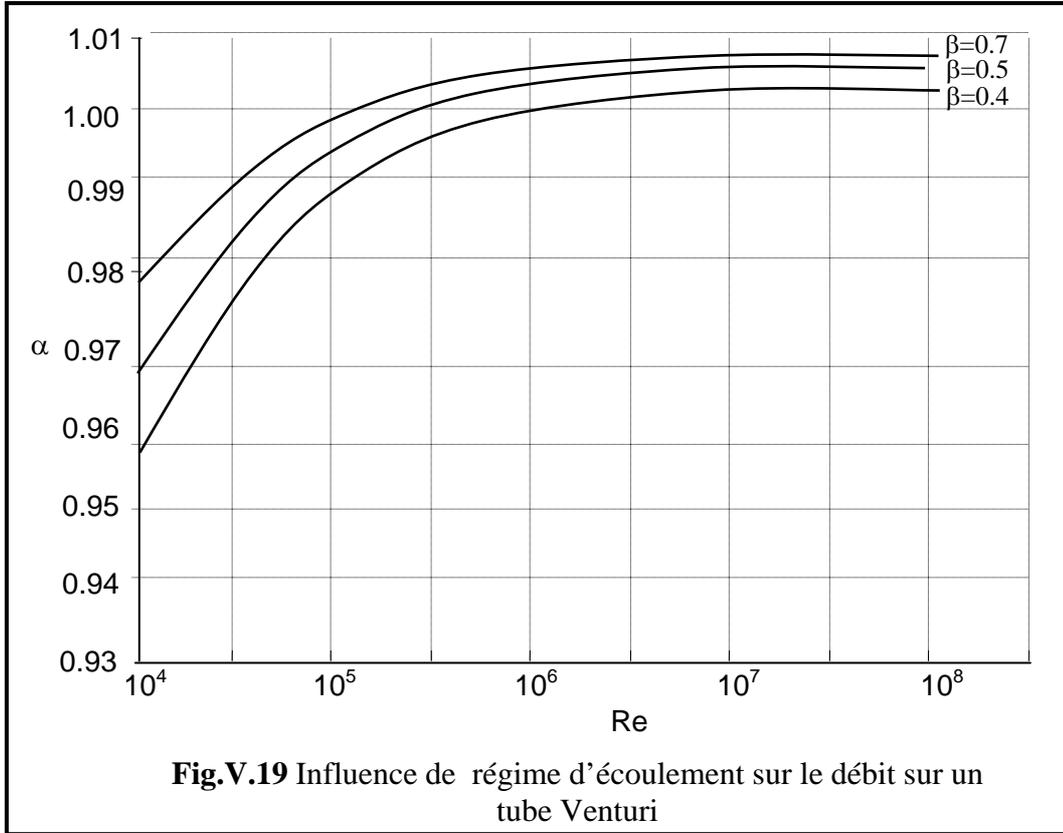


### V.7.8 Tube de Venturi

Il est constitué d'un tronc de cône convergent, d'un col cylindrique et d'un tronc de cône divergent. Le dispositif offre une bonne précision, mais reste coûteux et encombrant. Il dispose d'un bon comportement du point de vue perte de charge, usure et encrassement. Comme avec le diaphragme, les mesures de pression différentielle sont converties en débit volumique Fig.V.18,[49].



- ◆ Domaine d'emploi : liquide propre, gaz et vapeur.
- ◆ Diamètre de canalisation
- ◆ Précision : 0,5 à 3 % selon les cas.



**V.7.9 Calcul d'erreurs.**

Soit une grandeur Y, fonction de n variable indépendantes [55]:

$$Y=f(X_1,X_2,\dots,X_i,..X_n)$$

Chacune des variable indépendantes est connue par série de p observations, soit pour  $X_i$ :  $X_{i1},X_{i2},\dots,X_{ij},\dots,X_{ip}$ .

Dont la dispersion autour de la moyenne arithmétique  $X_i$ , est définie par l'écart type estimé :

$$\sigma_{X_i} = \left[ \frac{\sum_{j=1}^{j=p} (X_i - X_{ij})^2}{p-1} \right]^{1/2} \tag{70}$$

L'estimateur  $\sigma_Y$  de l'écart type caractérisant la dispersion de la grandeur Y autour de sa moyenne arithmétique Y est donné par la relation :

$$\sigma_Y = \left[ \left( \frac{\partial Y}{\partial X_1} \sigma_{X_1} \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial Y}{\partial X_i} \sigma_{X_i} \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial Y}{\partial X_n} \sigma_{X_n} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{70a}$$

Dans l'hypothèse où l'erreur sur Y résulte de la combinaison d'un grand nombre d'erreurs indépendantes les unes des autres, la dispersion de Y suit une loi de Gauss. La probabilité qu'une mesure isolée Y, se situe entre  $(Y, -2\sigma_Y)$  et  $(Y, +2\sigma_Y)$  est alors de 95%. C'est cette présentation qui est utilisée comme fondement théorique de la notion d'erreur limite adoptée par les systèmes normatifs récents (NF X 10-102 et ISO 5 167). Ces normes utilisent pour l'erreur limite le symbole  $\delta = 2.\sigma$ .

### V.7.10 Formule de calcul de l'erreur de débit

Se référant à la formule (68) de calcul du débit massique [32]:

$$Q_m = \alpha.\varepsilon.\frac{\pi}{4}.d^2 \sqrt{2\Delta P.\rho_1}$$

On voit que l'équation (70a) ne peut être appliquée sans précautions ; par exemple  $\alpha$  et  $\varepsilon$  ne sont pas indépendants puisqu'ils dépendent l'un et l'autre de  $\beta$  [relations (63) et (67)].

Le problème du passage de la théorie à la pratique a été résolu en admettant que les erreurs sur  $\varepsilon$ ,  $\Delta P$  et  $\rho_1$  sont indépendantes, et en négligeant les écarts sur  $\varepsilon$  qui résultent d'incertitudes sur  $\beta$ ,  $\Delta P$  et  $\gamma$ .

Les formules de calcul tiennent compte des interdépendances résiduelles.

Les normes NF X 10-102 et ISO 5 167 proposent :

$$\frac{\partial Q_m}{Q_m} = \left[ \left( \frac{\partial \alpha}{\alpha} \right)^2 + \left( \frac{\partial \varepsilon}{\varepsilon} \right)^2 + 4 \left( \frac{\beta^4}{\alpha} \right)^2 \left( \frac{\partial D}{D} \right)^2 + 4 \left( 1 + \frac{\beta^4}{\alpha} \right)^2 \left( \frac{\partial d}{d} \right)^2 + \frac{1}{4} \left( \frac{\partial \Delta P}{\Delta P} \right)^2 + \frac{1}{4} \left( \frac{\partial \rho_1}{\rho_1} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (71)$$

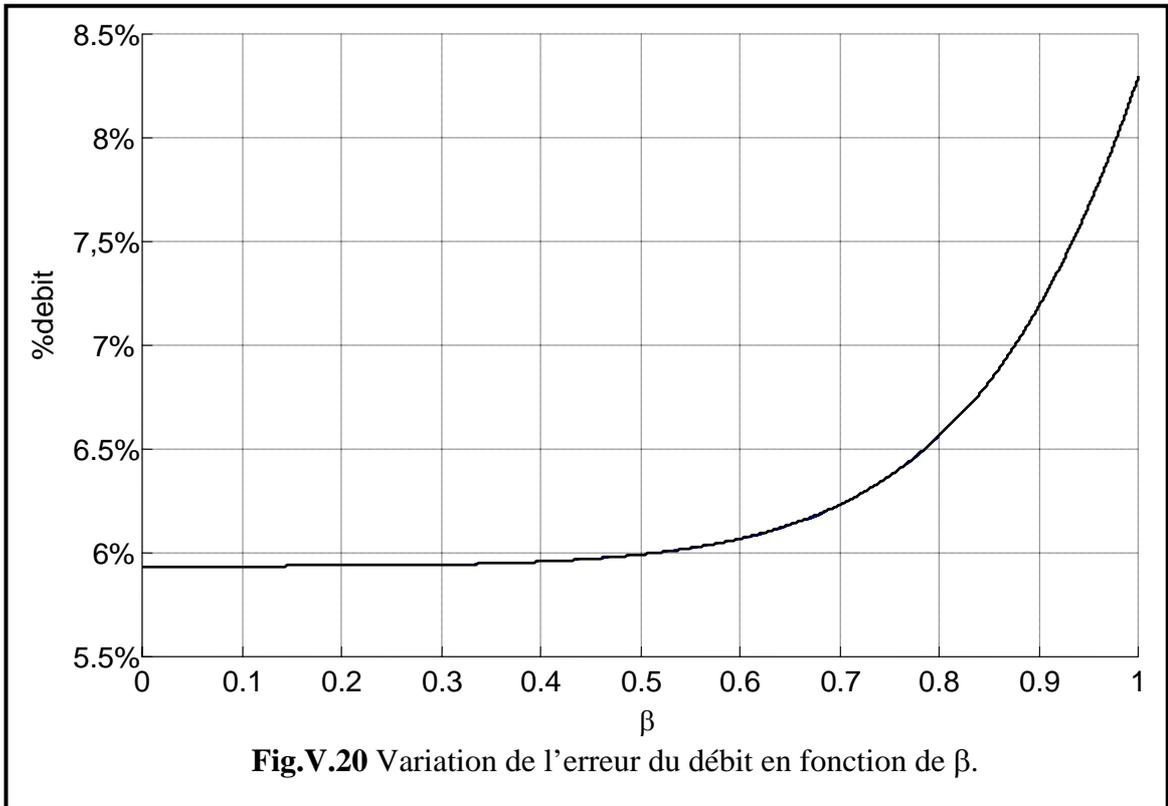
Dans le cas où la norme donne le coefficient de décharge, la formule est :

$$\frac{\partial Q_m}{Q_m} = \left[ \left( \frac{\partial C}{C} \right)^2 + \left( \frac{2\beta^4}{1-\beta^4} \right)^2 \left( \frac{\partial D}{D} \right)^2 + \left( \frac{2}{1-\beta^4} \right)^2 \left( \frac{\partial d}{d} \right)^2 + \frac{1}{4} \left( \frac{\partial \Delta P}{\Delta P} \right)^2 + \frac{1}{4} \left( \frac{\partial \rho_1}{\rho_1} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (72)$$

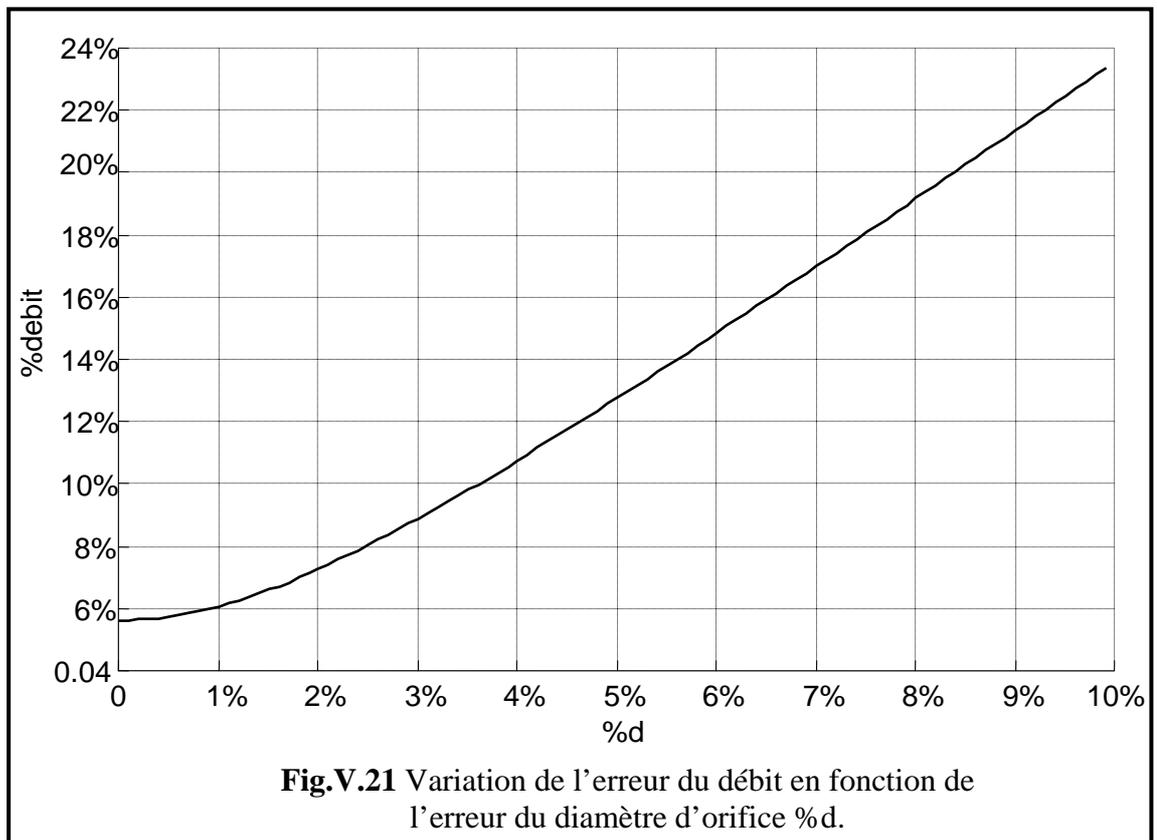
Les erreurs sur  $\alpha$  (où C), et  $\varepsilon$  sont données par la norme. Celles concernant D, d,  $\Delta P$  et  $\rho_1$  sont à apprécier par l'utilisateur, compte tenu le cas échéant des méthodes de mesurage (D et d) spécifiées par ladite norme.

**V.7.11 La variation de l'erreur du débit :**

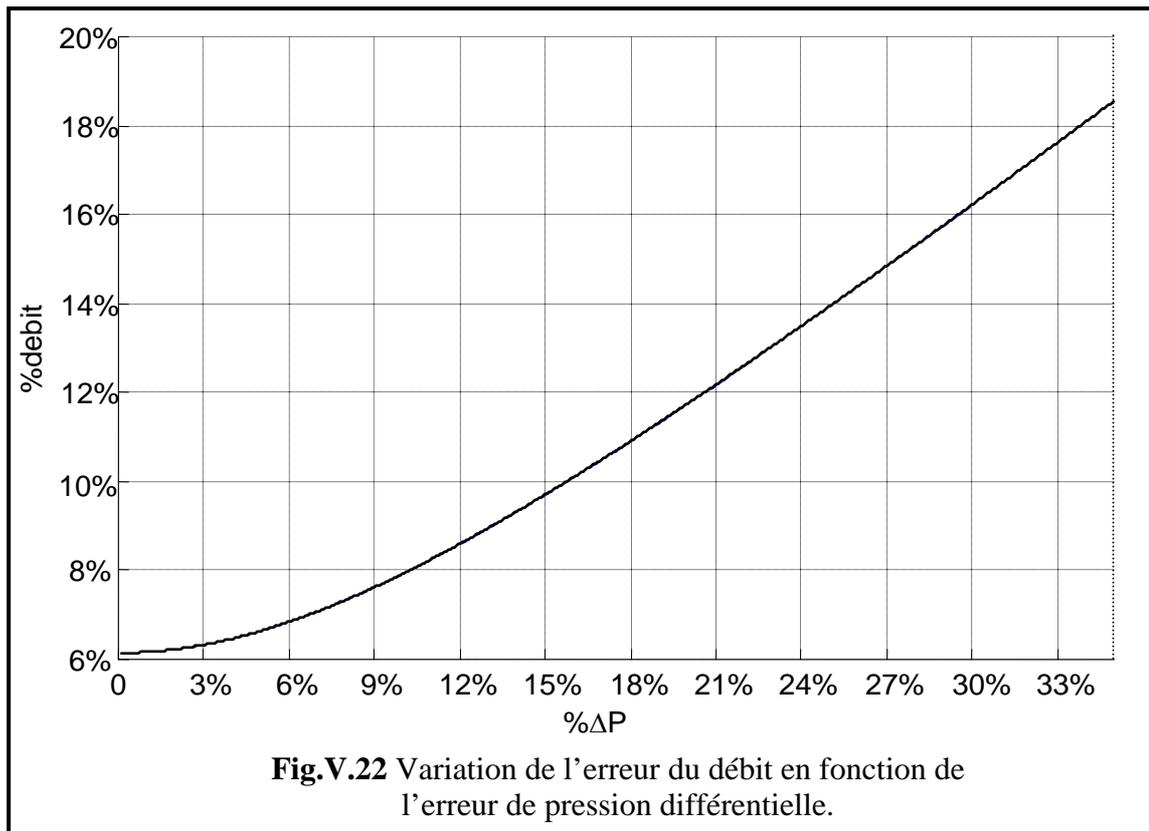
**a) En fonction de  $\beta=d/D$**



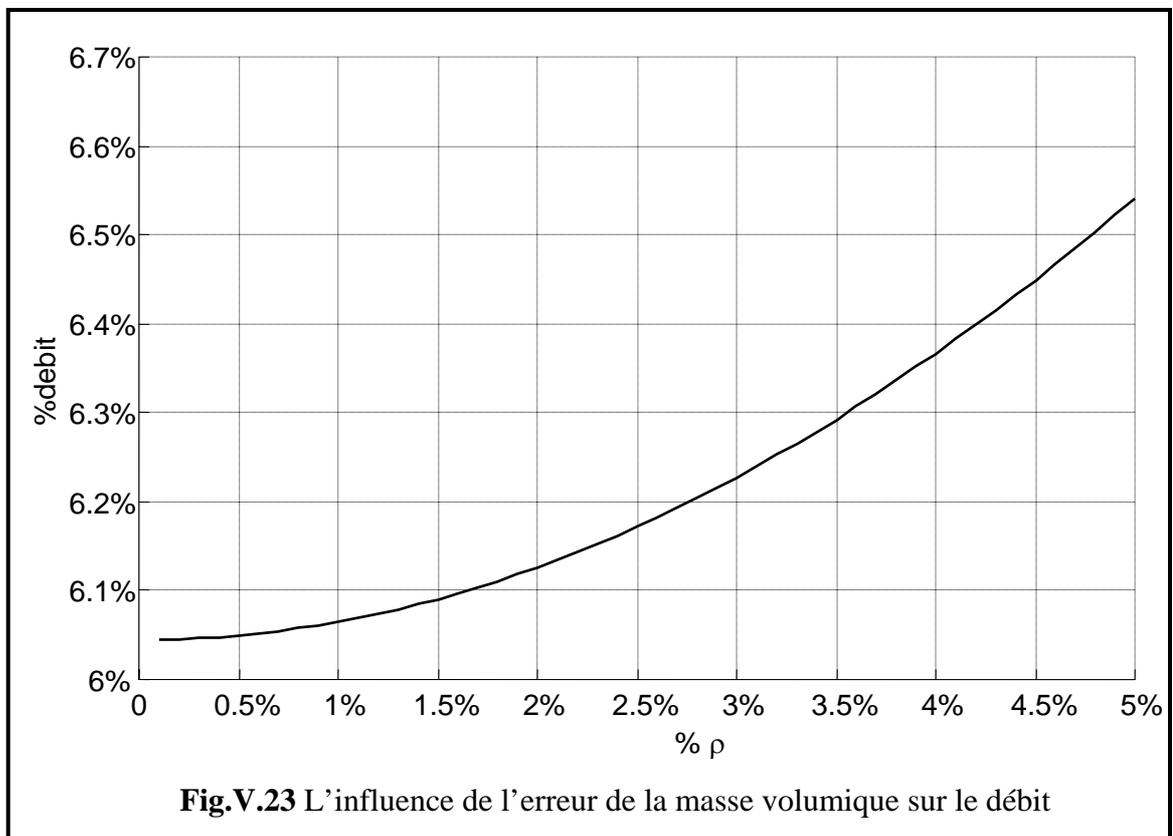
**a) En fonction de l'erreur du diamètre d'orifice %d.**



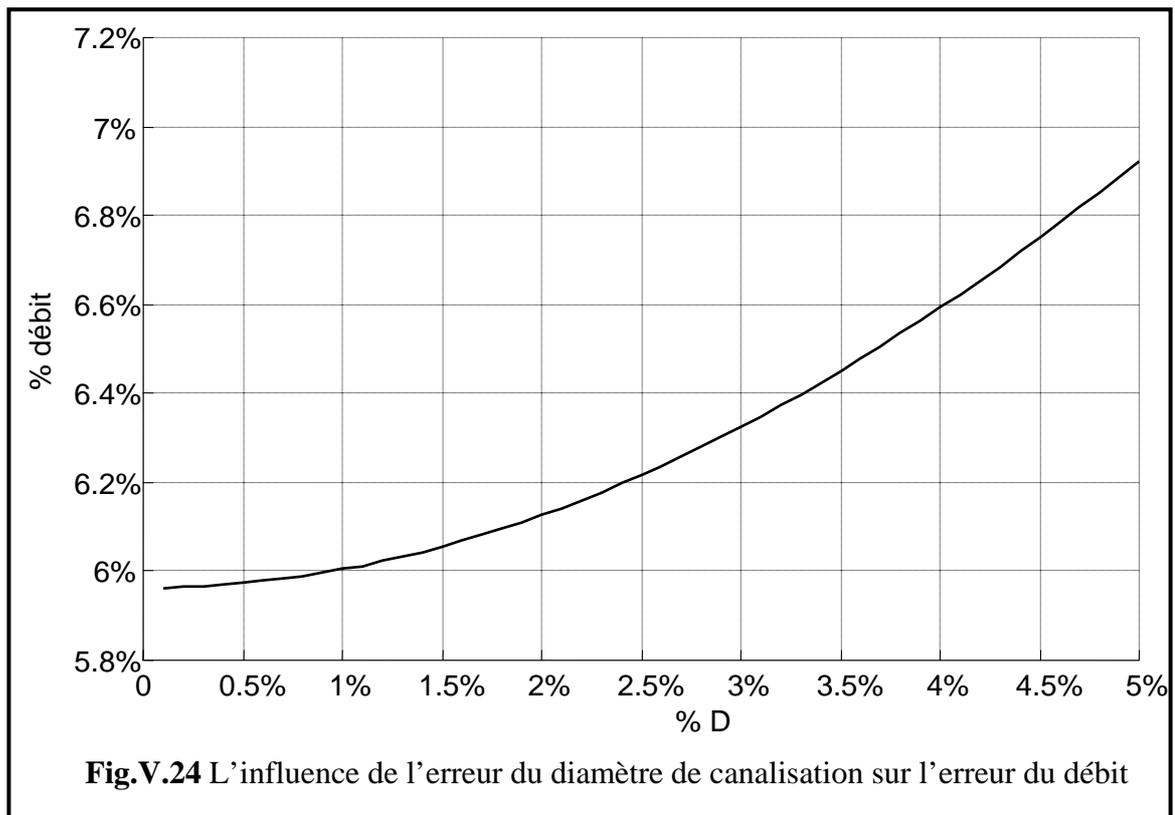
c) En fonction de l'erreur sur la pression différentielle  $\% \Delta P$ .



d) En fonction de l'erreur sur la masse volumique  $\% \rho$ .



e) En fonction de l'erreur sur le diamètre de canalisation %D.



## CONCLUSION

La nature des fluides transportés, le type des débits mesurés, la précision de mesure ainsi que les conditions d'installation et de service sont tous des critères qui ont conduit à une utilisation de différents types de compteurs, dont on peut citer les compteurs volumétriques, compteurs à organes déprimogènes ...etc.

Le choix d'un type de comptage dépend de divers facteurs. La décision finale résulte, généralement, d'un compromis entre plusieurs contraintes qui sont souvent antagonistes et dont l'importance relative peut être différente d'un cas à un autre.

Ce choix ne peut être fait qu'après avoir déterminé la précision nécessaire et avoir pris en considération les limites d'emploi des différents systèmes eu égard aux caractéristiques de l'écoulement et aux conditions d'installation imposées du fluide dont on doit mesurer le débit. Parmi les dispositifs susceptibles de répondre aux contraintes de précision et de limites d'emploi évoquées ci-dessus, le choix se portera sur celui dont le coût de revient annuel sera minimal.

Le système de comptage par des organes déprimogènes est le système le plus adéquat par rapport aux autres systèmes malgré qu'il présente quelques inconvénients, puisque c'est un système qui vérifié tous les critères de choix.

Il existe plusieurs méthodes de comptage par des organes déprimogènes, la méthode la plus précise est la méthode de mesure de débit à l'aides des venturi-tuyères à col sonique .

Les démonstrations suivantes confirment ce qu'on vient d'expliquer ci-dessus :

1. Le débit en masse réel d'un Venturi-tuyère à col sonique est donné par la relation suivante :

$$Q_r = A.S_c.C_q.P_{am} \left[ \frac{F_h}{T_{am}} \right]^{0,5}$$

D'après cette relation on voit bien que le débit massique pour un régime sonique ne dépend que des paramètres amont au Venturi-tuyère .

Pour une canalisation et un état amont donnés, le débit massique dépend de la détente imposée, c'est à dire de la pression aval. Lorsque la pression  $p_{av}$  décroît à partir de la pression  $p_{am}$  le débit de la tuyère augmente jusqu'à une valeur maximale pour  $p_{av} = p_c$  correspondant à une vitesse sonique au col, l'état d'écoulement est dit critique. A ce moment le débit massique reste égal au débit maximum, même si la pression aval continue à diminuer. Les perturbations éventuelles en aval de la tuyère qui peuvent se produire ne franchissent pas la section minimum du col sonique.

2. La variation du coefficient de débit en fonction du nombre de *Reynolds* peut être représentée par la formule :

$$C_q = 1 - \frac{K}{Re_c^n}$$

L'exposant n dépend du régime d'écoulement dans la couche limite et la constante K dépend à la fois du régime d'écoulement et de la géométrie de la tuyère ou du Venturi-tuyère.

3. L'utilisation des Venturi-tuyères à col sonique nécessite la connaissance des rapports critiques. Le fonctionnement en régime sonique n'est garanti que lorsque le rapport des pressions aval et amont est inférieur ou égal au rapport critique.

Le grand avantage de ces tuyères est la détermination du débit avec une grande précision, ce qui, les rend indispensables comme régulateurs et stabilisateurs de débit lors de l'étalonnage des autres moyens de mesure.

Malgré que l'utilisation des ces organes fonctionnant en parallèle présente un grand intérêt pour l'industrie, à l'heure actuelle il n'existe pas d'informations dans ce domaine et plus particulièrement en ce qui concerne les phénomènes d'interaction.

## ANNEXE 1

Le fluide est un gaz naturel, assimilé à un mélange de :

Constituants	Masse molaire en g/mol	Fraction molaire en %	Viscosité dynamique en $10^{-3}$ .Pas.s
Méthane	16	83.51	0.1075
Ethane	30	7.65	0.092
Propane	44	1.94	0.079
i-butane	58	0.27	0.071
n-butane	58	0.41	0.074
i-pentane	72	0.09	0.074
n-pentane	72	0.08	0.067
Nitrogen	28	5.65	0.171
C <sub>6+</sub>	86	0.04	0.167
Hélium	04	0.18	0.171
CO <sub>2</sub>	44	0.18	0.146

1) Masse molaire du gaz

$$M_m = \sum_{j=1}^N Y_j M_j = 18.7727 \text{ kg/kmol.}$$

2) Masse volumique

$$\rho = \frac{PM_m}{ZRT},$$

$R=82,05.10^5$  lPa/kg.mol.K.

$Z=0,9974$  dans les conditions  $P=10^5$ Pa et  $T=288.15$ K.

Donc  $\rho = 0,7901$  kg/m<sup>3</sup>

3) Viscosité dynamique :

La viscosité dynamique du gaz est déterminée à partir des viscosités de chaque constituant, elle est calculé par la formule de ZIPPERER et HERING :

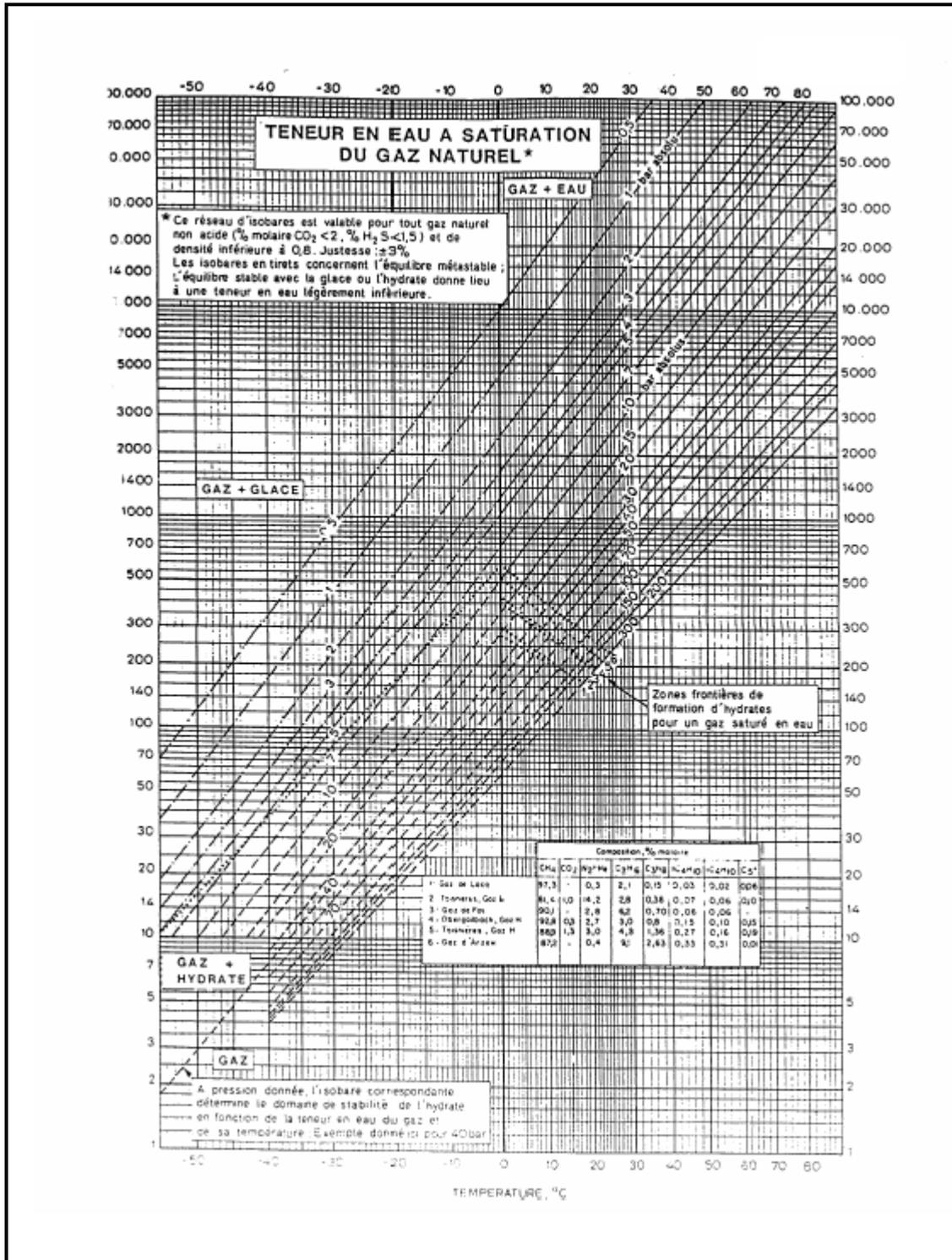
$$\mu = \frac{\sum_{i=1}^n \mu_i Y_i \sqrt{M_i}}{\sum_{i=1}^n Y_i \sqrt{M_i}} = 0,10923.10^{-3} \text{ Pa.s}$$

La viscosité cinématique du fluide est :  $\gamma = \frac{\mu}{\rho_1}$ .

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,109326.10^{-3}}{28.664} = 3,815.10^{-6} \text{ m}^2/\text{s.}$$

## ANNAXE 2

### Courbes des rosée eau des gaz naturels



## BIBLIOGRAPHIE

- [1] AFNOR/Norme X10-102, « Mesure de débit des fluides au moyen de diaphragmes, tuyères et tubes de venturi insérés dans des conduites en charge de section circulaire », juin 1980.
  - [2] AFNOR/Norme X 20-522, « Gaz Naturel, Calcul du pouvoir calorifique de la masse volumique et de la densité » Association française de normalisation, Paris-la défense, Unité International ISO/DIS 6976, 1984.
  - [3] American Gas Association, « Manual for the determination of supercompressibility factors for natural gas », Research Project NX19, 1962.
  - [4] American Gas Association, « Ultrasonic Flow Measurement for Natural Gas Applications », A.G.A, Engineering Technical, Note M-96-2-3, The Ultrasonic Metering Task Group of the Operating Section Transmission Measurement Committee, Arlington, Virginia, USA, March 1996.
  - [5] AMROUCHE. N, « Etude expérimentale de l'effet du blocage sur l'écoulement autour de prismes rectangulaires bidimensionnels , à profondeur variable , en présence de turbulence » , Thèse de Doctorat d'Etat en Génie Mécanique, U.S.T.H.B , Faculté des Sciences d'Ingénieur, Algérie, 1985.
  - [6] ANDERSON. J.D, « Fundamentals of Aerodynamics », 2d ed, McGraw-Hill, New york, 1971.
  - [7] Association Technique de l'Industrie du Gaz en France « Manuel pour le transport et la distribution du gaz », Tome IV,1980.
  - [8] ATG Association Technique de l'industrie du Gaz en France, « Traitement du gaz naturel en vue du Transport et de la Distribution », Manuel pour le Transport et la Distribution du gaz, Tome IV, Paris, Septembre 1987.
  - [9] AUBERT. M, « Conception des postes de détente », Conception Construction et Exploitation des Réseaux de Transport de Gaz Naturel, Association Technique de l'Industrie du Gaz en France, Révision 2 de 1998.
  - [10] BENALI. M « Investigation on the sizing of gas metering station using orifice meters », M.F.D, d'ingénieur d'état, I.A.P. Boumerdes (Algérie) 1998.
  - [11] BERTIN. J.J et SMITH. M.L, « Aerodynamics for Engineers », 2d ed. McGraw, Hill, New york, 1989.
  - [12] BOHME. G, «Non-Newtonian Fluid Mechanics », El servier, New york, 1987.
  - [13] BOUCLY. M, « Configuration optimale d'un réseau de transport», Conception Construction et Exploitation des Réseaux de Transport de Gaz Naturel, Association Technique de l'Industrie du Gaz en France, Révision 1 de 1992.
-

- [14] BOURGOING. A et REIJASSE. P, « Etude expérimentale et numérique d'un écoulement supersonique décollé et dissymétrique dans une tuyère plane », ONERA Rapport technique, RT59/03590, DAFE, 2001.
  - [15] CARR. N.L, KOYABASHI. R et BURROWS. D.B, « Viscosity of hydrocarbon gas under pressure », Trans, AIME, Vol 201, p.264,1954.
  - [16] CETAIT Centre Technique des Industries Aérauliques et Techniques, « Informations Aérauliques et Thermiques », 8<sup>ème</sup> année, n°31, Décembre 1971.
  - [17] CHARRON. M, « Qualité du gaz » Conception Construction et Exploitation des Réseaux de Transport de Gaz Naturel, Association Technique de l'Industrie du Gaz en France, Révision 1 de 1995.
  - [18] CIANTAR Y. « Guide d'achat débitmètrie supplément industries et Techniques », p.55-60, 29 juin 1990.
  - [19] Comité techniciens, « Commercialisation des gaz naturels »,Chambre Syndicale de la Recherche et de la Production du Pétrole et du gaz naturel, Spécification et comptage, 1994.
  - [20] Comité des Techniciens, « Recommandations pour la mise en œuvre des méthodes d'échantillonnage »,Commission d'Exploitation,Sous-Commission, Laboratoire l'Exploitation, Groupe Fluides de Gisements, Chambre Syndicale de la Recherche et de la Production du Pétrole et du Gaz Naturel, Revue de l'Institut Français du Pétrole, 30, n°3, p.445-471, mai-juin, 1975.
  - [21] COMOLET. R, « Mécanique expérimentale des Fluides », Tome 1, Statique et dynamique des fluides non visqueux MASSON,1961.
  - [22] COMLET. R et BONNIN. J, « Mécanique expérimentales des fluides », Tome III, 5<sup>ème</sup> édition, Masson, 1992.
  - [23] CROWN. J.C, « Flow of a gas charaderized by the Beattie-Bridgeman équation of state an variable specific beats », part I, Memo 9619,1949.
  - [24] DALBRAND. N, « Contribution à l'étude du coefficient de débit des tuyères sonique », Thèse de Docteur Ingénieur au laboratoire de mécanique des fluides Paris VI,1966.
  - [25] DEVRIES. E.A, « Experience with ultrasonic flowmeters. Hydrocarbon Processing », p. 65-66, june 1986.
  - [26] DONALDSON. C.P « Note on the importance of omperfect-gase effets and variation of heat capacity on the isentropique flow of gas, NACA,1948.
  - [27] DOUCHEZ. M, « Etude des transferts en mécanique des fluides monophasiques », Tome II, Couche limite résultats expérimentaux, Masson, 1966.
-

- [28] DRENTHEM J.G, « The Q.Sonic Ultrasonic Gas Flowmeter for Custody Transfer » Third International Symposium on Fluid Flow Measurement, San Antonio, Texas, USA, March 19-22, 1995.
  - [29] FAUVEAU. M et AUDIBERT S,« Progrès récents en thermodynamiques des gaz »,DETN GDF,Congrès du gaz ,Lyon, 1989.
  - [30] Fisher Rosemount managing the process better « Principes fondamentaux de mesure du débit », Révision 0 de 28 Nov 1997.
  - [31] FORTIER. A, « Contribution à l'étude de la viscosité de l'air et des gaz »,Thèse de Doctorat soutenue à la Faculté des Sciences de l'Université de Paris ,1937.
  - [32] GAILLEDREAU. C, « Débitmètres à orifice déprimogène », Technique de l'ingénieur, Traité Mesures et Contrôle, R 2220, 07-1989.
  - [33] GAILLEDREAU. C, « Choix d'un débitmètre », Technique de l'ingénieur, Traité Mesures et Contrôle, R 2200, 01-1992.
  - [34] GINESI. D et GREBE. G, « Flow a performance review, Chemical Engineering », p.103-118, June 1987.
  - [35] GPA Gas Processors Association, « Physical properties », Engineering Data Book, Section 23, in 10<sup>th</sup> ed., Tulsa, Okla,p.1-65,1987.
  - [36] Groupe Européen de Recherche Gazières (GERG), « High Accuracy compressibility factors calculation for natural gases and similar mixtures by use of a truncated virial equation »,Technical Monograph, 1989.
  - [37] GUIRAUD VALLE. D et FENAIN. M,« Exemple de calcul numérique d'un écoulement plan subsonique et supersonique », Une technique intérieure, ONERA,1967.
  - [38] HALL. G.W, « Application of boundary-layers theory to explain some nozzle and Venturi-flow peculiarities », Proceeding of the institution of mechanical engineers, London vol 173, n° 38,1959.
  - [39] HALL. G.W, « Flow nozzles with zero beta ratio », journal of basic engineering , Trans ASME, série D, vol 86, 1964.
  - [40] HERNING. F et ZIPPERER. L, « Calculations of the viscosity of technical gas mixtures from the viscosity of individual gases », Gas u., Wasserfach, p.49-69-79, 1936.
  - [41] Internationale Standard ISO 5167-1, « Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices », First edition 15-12-1991.
  - [42] JAUMOTTE. A, « Calcul du coefficient de débit de quelques tuyère par la théorie de la couche limite », Académie Recherche belge Bull., C1, sc.52, n°2.1966.
-

- [43] JOLOVET. M, « Comptage du gaz », Conception Construction et Exploitation des Réseaux de Transport de Gaz Naturel, Association Technique de l'Industrie du Gaz en France, Révision 1 de 1992.
  - [44] KATZ. D.L, « Handlbook of natural gas enginerring », Mac Graw-Hall Book Cy, New-York 1959.
  - [45] KLING. R, « Thermodynamique générale et applications », édition Technip, 1980.
  - [46] KORREKTUR des AGA NX-19 « Mod-Rechnenverfahrens fur Realgasfaktoren von Erdgas H-Manfred Jaeschke und Bernd Harbrink », (Ruhrgas) Luneburg , Sept,1981.
  - [47] KVENVOLDEN. K.A, « Methane Hydrate-A Major Reservoir of Carbon in the Shallow Geosphere », Chemical Geology,1988.
  - [48] LEE. A.L, « The viscosity of natural gases », Tarns.AIME, p.997, 1966.
  - [49] LIPTAK. B.G, « Flow Measurement », Chilton Book Co., Radnor, PA, 1993.
  - [50] MAKOGON. Y.F, « Natural Gas Hydrates : The State of Study in the USSR and Perspectives for Its Use », paper presented at The Third Chemical Congress of North America, Toronto, Canada, June 5-10 ,1988.
  - [51] MAZEN. M, « Contribution à la mesure des débits au moyen de tuyère sonique et de diaphragme à l'aspiration »,Thèse de Docteur Ingénieur au Laboratoire de mécanique des fluides Paris VI,1971.
  - [52] MCCAIN. W.D, « The Properties of Petroleum Fluids », Second édition, PennWell Books, Tulsa, p.525-528, 1989.
  - [53] MEHTA. A.P et Sloan. E.D, « Structure Hydrates : The state-of-the-art», Proceedings 2<sup>nd</sup> International Conference on Natural Gas Hydrates, p.1-9, Toulouse, France,1996.
  - [54] MERIGOUX. J et VINCENT. J, « Calcul du débit théorique d'une tuyère dans le cas d'un gaz réel »,Compte rendu de l'académie des sciences de Paris, série A t.267, 1968.
  - [55] MICHEL C, « Instrumentation Industrielle », 2<sup>ème</sup> édition, Volume 1, Techniques et documentations, Lavoisier, Paris, Juin 1990.
  - [56] NEVEU. M, « Les lois physiques du comportement des gaz (Ecoulement en conduites)», Conception Construction et Exploitation des Réseaux de Transport de Gaz Naturel, Association Technique de l'Industrie du Gaz en France, Révision 2 de 1998.
  - [57] OUZIAUX. R et PERRIER. J, « Mécanique des Fluides Appliquée », Tome II, Fluides compressibles aérodynamique et mesure, DUNOD, Editeur 92, 1967.
-

- [58] PERRY. H., « Chemical engineers », Hand Book, McGraw-Hill, Book Company 1989.
- [59] PEYRUCAT. J.F, « Débitmètre Corioils : il peut tout faire, ou presque... Mesure », p.42-46, 26 mars 1990.
- [60] Projet de norme internationale ISO/DIS 5221, « Directives pour la technique de mesure de débit de l'air dans un conduit aéraulique », 1970.
- [61] REBOUX. M, « Lois physiques du comportement des gaz (Rappel thermodynamique) », Conception Construction et Exploitation des Réseaux de Transport de Gaz Naturel, Association Technique de l'Industrie du Gaz en France, Révision 1 de 1992.
- [62] RENON. H, « an empirical equation or inspiring model for fluids mixtures properties ? Fluid Phase Equilibra », NRTL, 24, n°2, 1985.
- [63] RICHARD .W et MILLER. G, « Flow Measurement Engineering Handbook », Third edition, 1997.
- [64] ROBERTSON. S, « Pressure explicit equation », The Oil and Gas Journal, p.8-9, June 19, 1989.
- [65] ROBINSON. C, « Obstructionless flowmeters : Smooth sailing for some, rough passage for others ». Technique de l'ingénieur, p.33-36, December 1986.
- [66] SAREM. A.M, « Engineering Data book », G.P.S.A, Tulsa, Okla, 1980.
- [67] SCHOUTEN. J.A et MICHELS. E.P.J, « Simplified GERG virial equations for field use Van der Walls Laboratry », University of Amsterdam, Gas Technology Symposium, Dallas 1988.
- [68] STANDING. M.B et KATZ. D.L, « Density of natural gases.Trans », AIME vol 146 p.140-148, 1942.
- [69] SIMONS. F.S, « Analytic determination of the discharge coefficient of flow nozzles », NACA, TN 344,1955.
- [70] TAKAKS. G, « Comparing methods for calculating Z –factor », The Oil and Gas Journal, p.43-46 , May 15, 1989.
- [71] VINCENT. J, « La détermination d'un profil optimal de tuyère sonique », l'Académie des Sciences de Paris Série A t.267 ,p.614-616,1968.
- [72] VINCENT. J, « Détermination expérimentale du fluides mécaniques du coefficient des tuyères soniques », l'Académie des sciences de Paris, 1968.
- [73] VIDAL. J, « Thermodynamique Méthodes appliquées au raffinage et au génie chimique », Collection des cours de l'ENSPM, Editions Technip, Paris, 1973.
- [74] WICHERT. E et AZIZ. K, « Calculatate Z' for sour gases, Hydrocabon processing », p119-126, may 1972.
-

