

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université M'Hamed Bougara-Boumerdès
Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Transport et Equipements des Hydrocarbures

Mémoire de fin d'études

En vue d'obtention du diplôme de

Master

Spécialité : Génie mécanique : Transport et distribution des hydrocarbures

Présenté par:

Sabrina LAKEBAL

Chaima GHENAIET

THEME

**SIMULATION HYDRAULIQUE DES GAZODUCS GEM SOUS
PIPEPHASE AVEC CHOIX ET DIMENSIONNEMENT D'UN
SYSTEME DE COMPTAGE TRANSACTIONNEL**

Devant le jury :

Président :

Examineur :

Examineur :

Encadrant : Karim YOUNSI

Année universitaire : 2021/2022

Remerciements

Avant tout, nous remercions dieu, le tout puissant, pour nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce mémoire.

En premier lieu, nous tenons à remercier notre encadrant Mr K. YOUNSI pour la qualité de son encadrement exceptionnel, ses informations précieuses qui nous ont éclairé le chemin avant et pendant la réalisation de ce travail.

Nous tenons à remercier toute l'équipe de la RTC Béjaia, en tête de liste Mr LOUIBA pour ses efforts et soutiens. Ainsi que la direction GEM Tebessa, et spécialement Mr M. M'ZIOU et Mr M. SLIMI pour leur aide pratique et leur encouragements.

Nos remerciements s'adressent également à tous nos professeurs de la faculté des hydrocarbures et de la chimie qui ont donné leur meilleur pour nous former pendant nos années d'études.

Merci à toutes et à tous.

Dédicace

Sans les bénédictions et courage qu'Allah, tout puissant, nous a muni, la réalisation de ce mémoire n'aurait pas été possible. Je saisis cette occasion pour le dédier à :

Mes chers parents, qui n'ont jamais cessé de m'encouragé depuis toute petite et qui m'ont donné leur confiance, soutient et amour. Vous êtes ma seule force et ma source de volonté, sans vous je n'aurais pas pu arriver là où je suis aujourd'hui.

Mes sœurs adorées Chanez, Aya et Manel, qui illuminent ma vie et qui sont à mes cotés dans le meilleur et le pire. Je vous aime !

Mon grand père qui n'est pas parmi nous au jour d'aujourd'hui, Slimane LAKEBAL. Tu es absent mais ta loyauté, bravoure et principes que tu as fondé en nous restent tes témoins éternels. Tu étais toujours le premier à être fier de moi et à me pousser à aller plus loin et à viser le sommet. J'espère que tu es d'autant fier maintenant. Repose en paix.

Ma tante Nadia, une brave femme et un exemple à suivre. Mille mercis pour tes précieux conseils, l'amour que tu m'apportes et le soutiens inconditionnel que tu m'offres.

Toute ma famille LAKEBAL et KHALED.

Mes amies Sanae et Katia, qui ont partagé avec moi chaque instant de mon parcours et qui étaient toujours là pour moi.

Mon binôme Chaima, ce fut un grand plaisir de travailler avec toi !

A toute personne qui m'a encouragé et motivé durant la réalisation de ce travail.

SABRINA

Dédicace

Avec l'expression de ma reconnaissance, je dédie ce modeste travail à :

Mon défunt frère paix à son âme qui n'est certes pas la pour lire ces mots, mais qui restera à jamais dans mon cœur et ma mémoire, et c'est grâce à ces souvenirs de lui et de ce qu'il m'a dit que je suis arrivé la aujourd'hui.

Mon père qui m'a poussé à être plus forte et indépendante et qui m'a encouragé le long de mes études.

Ma mère pour qui tous les mots du monde ne sont pas suffisants pour la remercier, c'est la personne qui à le plus fait pour moi, qui a pensé à moi et qui avait peur pour moi, jamais je n'oublierai la force que tu à eu pour m'éduquer.

Et bien sûr à ma chère sœur et c'est enfants que j'aime plus qu'elle, mon petit cœur Nidal et ma petite princesse Israa, et à mon beau frère Ahmed.

A ma très chère amie Meriema avec qui j'ai passé ces 5 années d'université qui sont les meilleurs 5 ans de ma vie, dans la joie, les pleurs, et le rire, et qui sans elle je ne sais pas comment j'aurais passé ces 5 ans.

Mes très chères amies Souada, Wissal, Insien, Abir et Ibtissem en souvenir de nos éclat de rire, de nos souvenirs passer ensemble je vous dédie ce travail.

A mon binôme Sabrina, qui a été patiente et courageuse tout au long de la réalisation de ce mémoire.

Et enfin merci à toute personne qui m'encourage et me donne une énergie positive.

Chaima

Résumé :

Le but de ce projet de fin d'études est relatif au choix et dimensionnement de deux systèmes de comptage transactionnels, déprimogène et ultrasonique. L'étude sera effectuée sur le banc de comptage situé au terminal arrivée Oued Saf-Saf, Tébessa. Une simulation sous PIPEPHASE des gazoducs GEM est réalisée.

Le dimensionnement du banc de comptage à diaphragme est basé sur la norme ISO 5167 après avoir déterminé le facteur de compressibilité en utilisant les deux normes AGA 8 et AGA NX 19. Le dimensionnement du banc de comptage ultrasonique sera basé sur la vitesse d'écoulement du fluide traversant la conduite.

Une analyse des avantages et des inconvénients de chaque système de comptage nous mène à un choix adéquat de comptage.

Abstract :

The purpose of this final project relates to the choice and sizing of two transactional counting systems, deprimogenic and ultrasonic. The study will be carried out on the metering bench located at the Oued Saf-Saf arrival terminal, Tébessa. A simulation under PIPEPHASE of the GEM gas pipelines is carried out.

The sizing of the diaphragm metering bench is based on the ISO 5167 standard after having determined the compressibility factor using the two standards AGA 8 and AGA NX 19. The sizing of the ultrasonic metering bench will be based on the flow velocity of the fluid flowing through the pipe.

An analysis of the advantages and disadvantages of each counting system leads us to an appropriate choice.

ملخص:

الهدف من هذا المشروع الدراسي هو اختيار وتحجيم نظامي قياس للمعاملات ،تحت ضغط سلبي و فوق صوتي. سيتم إجراء الدراسة على منصدة القياس الموجودة في محطة الوصول في واد صفاق ، تبسة. تم إجراء محاكاة تحت PIPEPHASE لأنابيب الغاز GEM.

يعتمد تحجيم منصدة قياس الحجاب الحاجز على معيار ISO 5167 بعد تحديد عامل الانضغاط باستخدام المعيارين AGA 8 و AGA NX 19. سيعتمد تحجيم منصدة القياس بالموجات فوق الصوتية على سرعة تدفق الغاز. يقودنا تحليل مزايا وعيوب كل نظام عد إلى الاختيار المناسب للعد

Sommaire

Introduction générale...	1
---------------------------------	----------

CHAPITRE I : Présentation de la direction des GEM

I.1. Transport de gaz naturel par gazoduc.....	3
I.2. Différentes étapes de la chaîne de transport de gaz.....	3
I.3. Présentation de la Direction des GEM.....	4
I.3.1. Situation géographique des GEM	4
I.3.2. Missions et Activités assurées par la direction des GEM	5
I.3.3. Organisation de la Direction des GEM	5
I.3.4. Caractéristiques des lignes.....	7
I.3.4.1. Le gazoduc GO1	7
I.3.4.2. Le gazoduc GO2 :	7
I.3.4.3. Le gazoduc GO3	8
I.3.5. Système de protection cathodique	9
I.4. Terminal Arrivé Oued Saf-Saf	10
I.4.1. Gare de réception des racleurs	11
I.4.2. Banc de filtration	11
I.4.3. Banc de régulation	11
I.4.4. Banc de comptage	12
I.4.5. Analyseurs	12
I.4.6. SKID GAZ.....	13
I.4.7. Système de soupapes de sécurité	13
I.4.8. L'étalonnage	13

CHAPITRE II : Comptage et principe de fonctionnement des différents types de compteurs

II.1. La définition du comptage.....	16
II.2. Objectif du comptage.....	16
II.2. Fonctionnement d'un banc de comptage	17
II.2.1. Composition générale d'un système de comptage.....	17
II.2.2. Principe de fonctionnement d'un banc de comptage	17
II.2.3. Equipements d'étalonnage.....	18
II.3. Le choix d'un dispositif de comptage	18
II.4. Les types de compteurs.....	19
II.4.1. Débitmètre à organe déprimogène.....	20
II.4.1.1. Le diaphragme (Plaque à orifice)	20
II.4.1.2. Débitmètre à venturi.....	21
II.4.1.3. Débitmètre tuyère	22
II.4.2. Débitmètres qui mesurent la vitesse du fluide.....	23

II.4.2.1. Débitmètre à turbine	23
II.4.2.2. Le débitmètre à ultrasons	24
II.4.2.3. Débitmètre à effet vortex	26
II.4.3. Débitmètres qui mesurent le débit massique	27
II.4.3.1. Débitmètre à effet Coriolis	27
II.4.3.2. Débitmètre thermique.....	27
CHAPITRE III : Lois de base et propriétés	29
III.1. Définition du gaz naturel	29
III.2. Le principe de la conservation de masse.....	29
III.3. Le principe de la conservation de l'énergie.....	29
III.4. Le théorème de Bernoulli.....	30
III.5. Les lois du gaz	33
III.5.1. La loi de Boyle	33
III.5.2. La loi de Charles	33
III.5.3. La loi des gaz parfaits.....	34
III.5.4. La loi des gaz réels.....	34
III.6. Les propriétés du gaz	34
III.6.1. La composition chimique du gaz	34
III.6.2. La masse molaire du gaz	34
III.6.3. La masse volumique.....	35
III.6.4. La densité relative	35
III.6.5. La viscosité.....	35
III.6.6. Le facteur de compressibilité	36
III.6.7. La pression pseudo-réduite.....	36
III.6.8. La température pseudo-réduite.....	36
III.6.7. Pouvoir calorifique	37
III.6.8. Le point de rosée d'hydrocarbure.....	37
III.6.9. Le point de rosée eau.....	38
III.6.10. Chaleurs spécifiques Cp, Cv	38
III.7. Nombre de Reynolds	38
III.8. Les régimes d'écoulement dans une canalisation	39
II.7. Normalisation	41
II.7.1. La norme iso 5167	41
II.7.2. La norme ISO 5168	41
II.7.3. La norme AGA 3 – Orifice Metering of NG & HC Fluids Part 2	41
CHAPITRE IV : Simulation hydraulique des gazoducs GEM sous PIPEPHASE 9.1 et calcul du régime de fonctionnement de la station de compression	
IV.1. Simulation hydraulique des gazoducs GO1, GO2 et GO3	43
IV.1.3. Présentation de PIPEPHASE 9.1	43

IV.1.4. Les étapes à suivre pour une simulation sous PIPEPHASE	44
IV.1.5. Interprétations	49
IV.2. Calcul du régime de fonctionnement d'une station de compression	50
IV.2.1. Compresseurs centrifuges	50
IV.2.3. Fonctionnement d'un compresseur centrifuge	51
IV.2.4. Courbes caractéristiques du compresseur	51
IV.2.5. Les paramètres caractéristiques du régime de fonctionnement d'une station	52
IV.2.6. Calcul de vérification de la compression	55
CHAPITRE V: Détermination du facteur de compressibilité par la norme AGA NX 19 et AGA 8	
V.1. Introduction	58
V.2. Définition de la norme AGA NX19	58
V.2.1. Les étapes de calcul.....	58
V.2.1.1. La masse molaire	59
V.2.1.2. La densité relative du gaz	59
V.2.1.3. Les différents paramètres et coefficients empiriques	59
V.2.1.4. La masse volumique.....	62
V.2.2. Les résultats de calcul	63
V.2.2.1 Gazoduc GO1.....	63
V.2.2.2. Le gazoduc GO2.....	65
V.2.2.3. Le gazoduc GO3.....	66
V.3. Définition de la norme AGA 8 :	67
V.3.1. Pour GO1 :	67
V.3.2. Pour GO2.....	68
V.3.3. Pour GO3.....	69
V.4. Comparaison entre les deux normes AGA NX-19 et AGA 8 :.....	69
V.4.1. Comparaison en terme de facteur de compressibilité et de la masse volumique.....	69
V.4.2. Interprétations.....	70
V.5. Conclusion.....	70
CHAPITRE VI : Dimensionnement d'un banc de comptage à diaphragme	
VI.1. Introduction.....	72
VI.2. Dimensionnement du diamètre de la plaque à orifice	72
VI.2.1. Etapes de calcul d'une plaque à orifice.....	72
VI.2.2. Partie de calcul	75
VI.2.3. Interprétations	79
VI.3. Détermination de l'épaisseur de la rampe de comptage.....	80
V.3.1. Formule de Barlow pour la détermination de l'épaisseur.....	80
VI.3.1.1. Facteur de conception	80
VI.3.1.2. Facteur de soudage	81
VI.3.1.3. Limite d'élasticité du matériau	81

VI.3.2. Partie de calculs	81
VI.3.3. Interprétations	82
VI.4. Détermination des longueurs minimales d'amont et d'aval entre le diaphragme et les différents accessoires installés sur la rampe.....	83
VI.4.1. Sans conditionneur d'écoulement	83
VI.4.2. Installation du redresseur d'écoulement.....	83
VI.5. Déflexion de la plaque à orifice.....	85
VI.5.1. Définition	85
VI.5.2. Valeur de la déflexion	85
VI.5.3. Déflexion maximale de la plaque à orifice	85
VI.5.4. Détermination de l'épaisseur minimale E tenant compte l'effet de la déflexion	86
VI.5.5. Estimation de l'erreur en raison du débit massique selon la norme AGA 3	87
VI.5.5.1. Les coefficients de contraction Cc:	87
VI.5.5.2. Erreur relative au diamètre de l'orifice	88
VI.5.6. Calcul de la déflexion limite	88
VI.5.7. Etude de l'influence de la pression différentielle sur la déflexion de la plaque à orifice.....	89
VI.5.7.1. Répartition de la déflexion en fonction de la pression différentielle	90
VI.5.7.2. Interprétation	91
VI.5.8. Etude de l'influence de l'épaisseur de la plaque à orifice sur la déflexion	91
VI.5.8.1. Répartition de la déflexion en fonction de l'épaisseur de la plaque à orifice....	92
VI.5.8.2. Interprétations.....	93
VI.6. Conclusion	93
CHAPITRE VII : Dimensionnement d'un banc de comptage ultrasonique	
VII.1. Introduction	95
VII.2. Rappel sur l'ultrason	95
VII.3. Mesure par différence de temps de transit.....	96
VII.3.1. La vitesse en fonction du diamètre	97
VII.3.2. Le débit maximal par rampe	98
VII.3.3. La vitesse maximale par rampe V_{max}/r	98
VII.3.4. Le débit minimal par rampe Q_{min}/r	98
VII.3.5. La vitesse minimale par rampe V_{min}/r	98
VII.3.6. La vitesse moyenne par rampe V_{moy}/r	98
VII.4.Calcul des épaisseurs des rampes pour des compteurs de 34'', 24'', 20'', 18'', 16''	98
VII.5.Calcul de la vitesse d'écoulement du gaz A à l'intérieur des rampes de comptage en fonction du nombre de rampes et du diamètre extérieur	99
VII.6.1.Interprétation	101
VII.7. Le débit max et min dans la rampe.....	101
VII.8. La vitesse max et min dans la rampe.....	101
VII.9. Détermination des longueurs en amont et en aval du compteur ultrasonique.	101

CHAPITRE VIII : Mesure de l'incertitude du comptage à diaphragme et ultrasonique et choix du système de comptage le plus adéquat

VIII.1. Introduction.....	103
VIII.2. Méthodologie d'incertitude.....	103
VIII.2.1. Termes et définitions.....	103
VIII.2.2. Distributions de probabilité :	106
VIII. 3. Déroulement du calcul.....	107
VIII.3.1. Incertitude sur la mesure de pression	107
VIII.3.2. L'incertitude sur la mesure de température :	109
VIII.3.3. Incertitude sur la mesure des diamètres : diamètre de la conduite et le diamètre de l'orifice	110
VIII.3.4. Incertitude sur la mesure de la pression différentielle ΔP :	112
VIII.3.5. Incertitudes sur le coefficient de décharge C et le coefficient de détente ϵ :	112
VIII.3.6. Incertitude sur la mesure de la masse volumique	113
VIII.3.7. Détermination de l'incertitude sur la mesure du débit massique.....	116
VIII.4. Comparaison entre l'AGA 8 et L'AGA NX 9 en terme d'incertitude	117
VIII.4.1. L'incertitude de la masse volumique.....	117
VIII.5. Interprétations.....	117
VIII.6. L'incertitude sur la mesure du débit par un compteur ultrasonique	117
VIII.7. Comparaison entre le compteur ultrasonique et le compteur à diaphragme.....	118
VIII.7.1. Les avantages et inconvénients du compteur à diaphragme	118
VIII.7.2. Les avantages et inconvénients du compteur ultrasonique.....	118
VIII.7.3. Interprétations.....	119
VIII.7.4. Conclusion.....	119
Conclusion générale.....	120

Liste des figures

Figure I.1: Réseau de transport du gaz de l'Algérie vers l'Italie via la Tunisie.....	4
Figure I.2: Schéma descriptif du système de transport par canalisation.....	7
Figure I.3: Gazoduc GO1.....	7
Figure I.4: Gozoduc GO1+GO2.....	8
Figure I.5: Gazoduc GO1+GO2+ station de compression sc2.....	8
Figure I.6: Gazoducs GO1+GO2+GO3.....	9
Figure I.7: Schéma du profil en long des GO1/2/3.....	9
Figure I.8: Protection cathodique par anodes sacrificielles.....	10
Figure I.9: Schéma descriptif du terminal arrivé Oued Saf-Saf	10
Figure I.10: Banc de filtration.....	11
Figure I.11: Banc de régulation.....	11
Figure I.12: Banc de comptage.....	12
Figure II.1: Comptage du gaz.....	17
Figure II.2: Répartition d'utilisation des débitmètres dans le secteur des hydrocarbures (2005)	19
Figure II.3: Principe de fonctionnement d'un compteur à diaphragme	20
Figure II.4: Porte plaque à orifice.....	21
Figure II.5: Transmetteur de différence de pression	21
Figure II.6: Débitmètre à venturi.....	22
Figure II.7: Tuyère ISA 1932.....	23
Figure II.8: Tuyère longue	23
Figure II.9: Schématisation du débitmètre à turbine.....	24
Figure II.10: Débitmètre à ultrasons.....	25
Figure II.11: Débitmètre à effet Doppler.....	25
Figure II.12: Débitmètre qui mesure le temps de transit.....	26
Figure II.13: Principe du débitmètre à effet vortex	26
Figure II.14: Débitmètre à effet vortex.....	27
Figure II.15: Débitmètre à effet Coriolis.....	27
Figure II.17: Principe du débitmètre thermique.....	28
Figure III.1: Le point de rosé.....	39
Figure III.2: Représentation de l'écoulement en régime laminaire.....	40
Figure III.3: Représentation de l'écoulement en régime turbulent	41
Figure IV.1 : Schéma d'un compresseur centrifuge.....	52
Figure IV.2: Courbes caractéristiques du compresseur centrifuge.....	53

Figure IV.3: Courbe caractéristique du compresseur centrifuge (la hauteur polytropique en fonction du débit)	58
Figure VI.1: Redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998).....	87
Figure VI.2: Déflexion de la plaque à orifice.....	89
Figure VI.3: Courbe de variation de la déflexion en fonction de la ΔP	93
Figure VI.4: Courbe de variation de la déflexion en fonction de l'épaisseur pour différentes valeurs de ΔP	95
Figure VII.1: Principe de piézo-électricité.....	98
Figure VII.2: Schématisation de la mesure par différence de temps de transit.....	99
Figure VIII.1: Facteur de couverture pour différents niveau de confiance pour une distribution normale.....	109
Figure VIII.2: Distribution de probabilité rectangulaire.....	110
Figure VIII.3: Distribution de probabilité normale.....	110
Figure VIII.4: Distribution de probabilité.....	110

Liste des tableaux

Tableau II.1: Types de débitmètre correspondant au type du fluide mesuré.....	19
Tableau IV.1 : Données de calcul du régime de la station de compression.....	55
Tableau IV.2: Résultats des calculs.....	55
Tableau V.1: La composition chimique et la masse molaire moyenne du gaz.....	63
Tableau V.2: Données de calcul et leurs conversions.....	63
Tableau V.3 : Détermination des paramètres nécessaires pour le calcul de F_{pv}	64
Tableau V.4 : Détermination du paramètre E	64
Tableau V.5 : Résultats sur les paramètres b et D	64
Tableau V.6 : Résultats de calcul sur F_{pv} , Z et ρ	65
Tableau V.7 : La composition chimique et la masse molaire moyenne du gaz.....	65
Tableau V.8 : Résultats sur Z et ρ	65
Tableau V.9 : La composition chimique et la masse molaire moyenne du gaz.....	66
Tableau V.11 : Résultats sur Z et ρ (GO1).....	66
Tableau V.12 : Résultats sur Z et ρ (GO2).....	67
Tableau V.13 : Résultats sur Z et ρ (GO3).....	67
Tableau V.14 : Comparaison entre la norme AGA8 et AGA NX 19 (GO1).....	68
Tableau V.15 : Comparaison entre la norme AGA8 et AGA NX 19 (GO2).....	70
Tableau V.16 : Comparaison entre la norme AGA8 et AGA NX 19 (GO).....	70
Tableau VI.1 : Données de calcul fixes du dimensionnement et conversions	76
Tableau VI.2 : Données de calcul du GO1/GO2/GO3.....	76
Tableau VI.3 : Première estimation.....	77
Tableau VI.4 : Résultats de la première estimation.....	77
Tableau VI.5 : Vérification des conditions ISO pour des configurations $n = 1/2/3/4$	77
Tableau VI.6 : Calcul itératif basé sur l'ISO 5167.....	78
Tableau VI.7 : Résultats finaux du dimensionnement.....	79
Tableau VI.8 : Résultats après dilatation tenant compte de la dilatation thermique.....	79
Tableau VI.9 : Les facteurs de conception en fonction de la zone.....	80
Tableau VI.10 : Les facteurs de soudage en fonction du type de la canalisation.....	81
Tableau VI.11 : Les limites d'élasticité en fonction de la nuance d'acier.....	81
Tableau VI.13 : Résultats de calcul de l'épaisseur	82
Tableau VI.14 : Les épaisseurs normalisées pour un 24" API 5LX70	82

Tableau VI.15 : Longueurs minimales droites en amont et aval sans conditionneur d'écoulement.....	83
Tableau VI.16: Longueurs minimales droites en amont et aval avec conditionneur d'écoulement	84
Tableau VI.17 : Les coefficients k_1 , k_2 et k_3 en fonction de β	88
Tableau VI.18 : Résultats de calcul de la déflexion limite	88
Tableau VI.19 : Données de calcul de la déflexion	88
Tableau VI.20: Résultats sur les coefficients.....	89
Tableau VI.21 : Influence de la ΔP sur la déflexion et l'erreur de mesure du débit	90
Tableau VI.22 : Influence de l'épaisseur sur la déflexion et l'erreur de mesure du débit	91
Tableau VII.1 : Donnée pour le calcul des épaisseurs et des diamètres intérieurs	91
Tableau VII.2 : Résultats de calcul sur les épaisseurs et les diamètres intérieurs	99
Tableau VII.4 : Résultats sur la vitesse pour chaque gazoduc	100
Tableau VII.5 : Configuration correspondante pour chaque gazoduc.	100
Tableau VIII.1 : Calculs de l'incertitude sur la mesure de pression.....	108
Tableau VIII.2 : Calculs de l'incertitude combinée et élargie sur la mesure de pression...	108
Tableau VIII.3 : Calcul de l'incertitude sur la mesure de la température.....	109
Tableau VIII.4 : Calculs de l'incertitude combinée et élargie sur la mesure de température.....	110
Tableau VIII.5 : Calculs de l'incertitude sur la mesure du diamètre.....	111
Tableau VIII.6 : Calculs de l'incertitude combinée sur la mesure du diamètre.....	111
Tableau VIII.7 : Résultats sur l'incertitude sur la mesure du diamètre.....	111
Tableau VIII.8 : Calculs de l'incertitude sur la mesure de pression différentielle.....	112
Tableau VIII.9 : Résultats l'incertitude combinée sur la mesure de pression différentielle.....	112
Tableau VIII.10 : Calculs de l'incertitude combinée sur la mesure de la masse volumique par la norme AGA 8.....	115
Tableau VIII.11 : Résultats de l'incertitude combinée sur la masse volumique.....	115
Tableau VIII.13 : Calcul de l'incertitude sur la mesure du débit massique	116
Tableau VIII.14 : Résultats de l'incertitude sur le débit massique	116
Tableau VIII.15 : Comparaison entre le compteur déprimogène et ultrasonique	119

Introduction générale

Le gaz naturel est l'énergie commerciale dont la croissance dans le bilan énergétique reste potentiellement la plus forte. Longtemps réservé aux usages les plus nobles de l'industrie, le gaz naturel qui n'a à priori pas de marchés captifs, a su s'imposer dans les utilisations les plus diverses. Sa propriété et souplesse lui permettent d'apparaître comme une source d'énergie qui répond aux nouvelles exigences de la protection de l'environnement.

De nos jours, l'usage journalier du gaz naturel dans le monde connaît une séquence primordiale vu l'abondance de ses réserves, cependant, le coût de transport pèse de plus en plus lourd. Malgré cela, les réseaux de transport du gaz actuels permettent son acheminement sur des distances de plus en plus longues et dans des conditions de plus en plus sévères.

Dans cette perspective, la valorisation du gaz naturel algérien sur le marché mondial demeure l'une des missions principale de la SONATRACH. Elle s'est fixé pour objectif d'assurer l'indépendance du pays sur le plan énergétique et de défendre au mieux les intérêts du pays en contribuant efficacement au développement économique national.

Devant cet intérêt porté au gaz, une demande importante concerne la mesure précise du gaz transitant dans les systèmes de transmission internationaux. Une erreur de mesure de 1% représente une somme d'argent importante dans le cadre des échanges commerciaux entre états ou compagnies gazières. De plus, l'ouverture du marché de l'énergie à la concurrence va inévitablement renforcer la nécessité de connaître précisément les quantités à l'entrée et à la sortie du réseau. On comprend alors l'importance du dimensionnement d'un système de comptage présentant de bonnes performances métrologiques et compétitif sur l'aspect financier. Pour cela, plusieurs compteurs sont mis en évidence.

Le choix d'un système de comptage dépend de plusieurs facteurs qui sont souvent divergents dont l'importance relative peut être différente d'un cas à un autre.

Notre étude comporte les points suivants :

- Simulation et analyse hydraulique du réseau GEM (Gazoduc Enrico Mattei, GO 1/2/3) sous PIPEPHASE et vérification du régime de fonctionnement de la station d'Ain Naga.
- Détermination du facteur de compressibilité du gaz naturel aux conditions de Oued Saf-Saf par les deux normes AGA NX 19 et AGA 8 associé à une étude comparative entre elles.
- Dimensionnement d'un banc de comptage à diaphragme et étude de l'effet de la déflexion de la plaque à orifice.
- Dimensionnement d'un banc de comptage ultrasonique.
- Calcul de l'incertitude sur le débit mesuré par le banc de comptage, comparaison entre les deux systèmes déprimogène et choix du plus adéquat pour notre cas d'étude.

CHAPITRE I :
PRESENTATION DE LA DIRECTION DES
GEM

Chapitre I: Présentation de la direction des GEM

I.1. Transport de gaz naturel par gazoduc

Un gazoduc est une canalisation destinée au transport de matière gazeuses sous pression, la plupart du temps des hydrocarbures, sur de longues distance à haute pression (de 16 jusqu'à plus de 100 bars), dans des réseaux de grand transport dont les gazoducs constituent les principaux maillons. Ces réseaux comprennent en outre :

- Des stations de compression : régulièrement espacées qui maintiennent la pression du gaz transporté et assurent sa progression dans la canalisation.
- Des stations d'interconnexion : qui constituent des nœuds importants du réseau de transport.
- Des postes de livraison : qui assurent la livraison du gaz naturel chez les gros industriels ou dans les réseaux aval de distribution. Elle représente 60% du gaz algérien exporté par SONATRACH, les deux voies d'accès au marché européen sont :
 - Gazoduc Enrico Mattei : Il a été créé en 1983 avec une capacité de 24 milliards m³/an. Il relie l'Algérie à l'Italie via la Tunisie d'une longueur de 2484 km dont 549 km traversent l'Algérie
 - Gazoduc Pedro Duran Farrell : Il a été créé en 1996 avec une capacité de 30 milliards m³/an. Il relie l'Algérie à l'Espagne via le Maroc.
- Ces postes assurent généralement des fonctions de détente, réchauffage, filtrage et de mesurage du gaz.

I.2. Différentes étapes de la chaîne de transport de gaz

Une chaîne de transport de gaz comprend les principales étapes suivantes :

- La collecte des effluents provenant des différents puits
- Le traitement du gaz pour le mettre aux spécifications de transport
- La compression du gaz si la pression en tête de puits est insuffisante (notamment en phase d'épuisement du gisement)
- Le transport en pipe
- La re-compression en cours de transport, si la distance est importante, pour éviter une chute trop significative de pression.

- Le traitement complémentaire : éventuel pour mettre le gaz aux spécifications de distribution
- Stockage en transfert : au réseau de distribution.
- La distribution du gaz

I.3. Présentation de la Direction des GEM

Les Gazoducs GEM (Gazoducs Enrico Mattei) sont installés en vue d'alimenter l'Europe en gaz naturel via la Tunisie et la méditerranée, faisant partie d'un ouvrage transcontinental d'une longueur de 5000 Km.

Les Gazoducs GEM alimentent également en gaz naturel, le long de leur parcours, les localités des wilayas traversées.

La mission essentielle assignée à la Direction est d'assurer l'acheminement et le transport du gaz naturel à partir du Centre National Dispatching Gaz (CNDG) Hassi R'Mel vers le Terminal Arrivée de Oued Saf-Saf, afin de le livrer aux clients étrangers. [1]

I.3.1. Situation géographique des GEM

Le terminal arrivé est situé dans le territoire de la commune de Saf-Saf Elouesra, Daira d'OUM ALI Wilaya de Tébessa, plus exactement dans la région connue sous le nom de Oued Saf-Saf ; aux frontières algéro-tunisien.

Actuellement les Gazoducs sont nommés par décret présidentiel du 14 novembre 1999, Enrico Mattei, c'est le nom d'un industriel et homme politique italien, fondateur et président de l'entreprise ENI.



Figure I.1 : Réseau de transport du gaz de l'Algérie vers l'Italie via la Tunisie

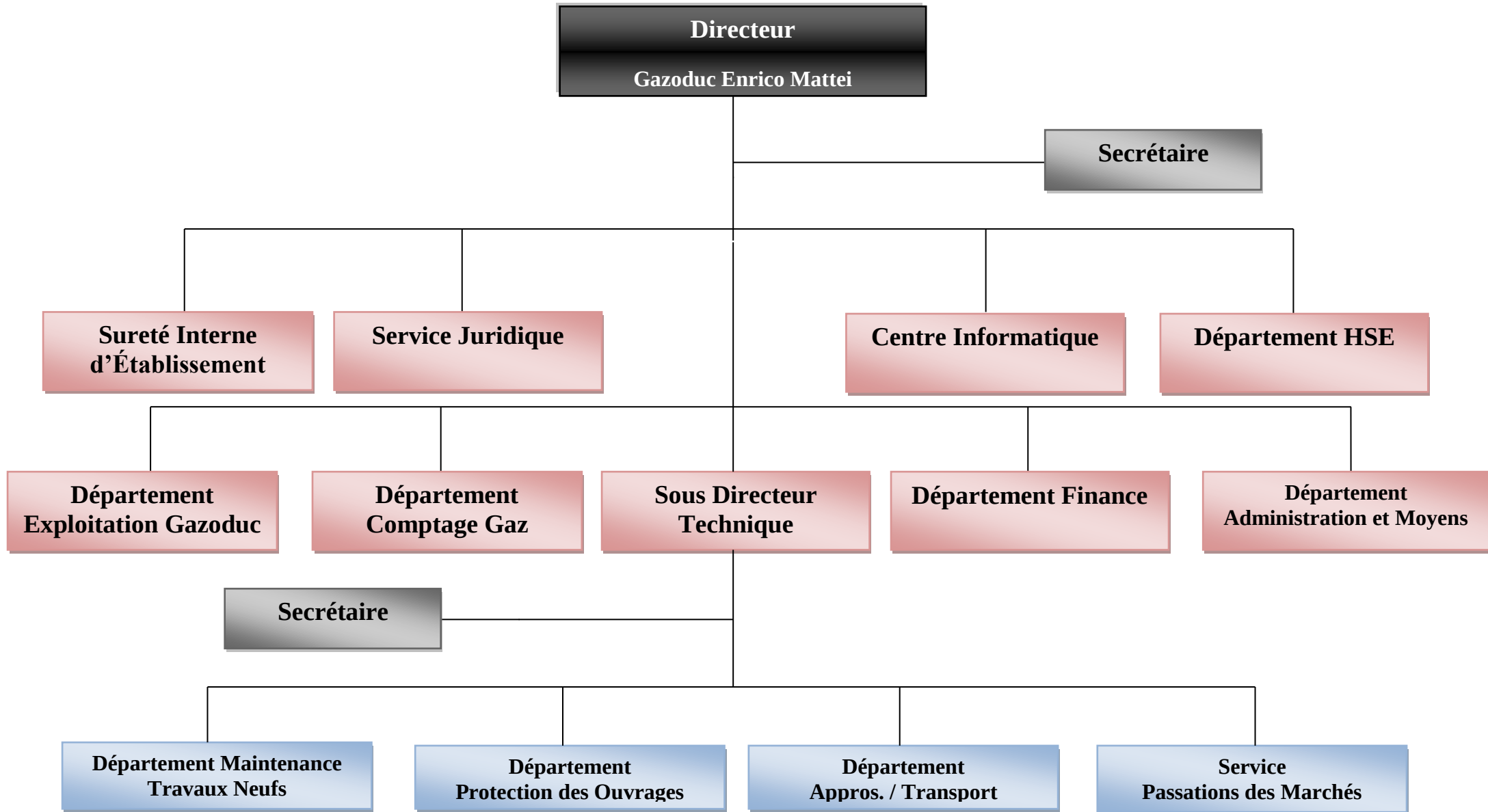
I.3.2. Missions et Activités assurées par la direction des GEM

La Direction des Gazoducs Enrico Mattei à pour missions essentielles :

- Assurer la réalisation du programme de transport gaz par canalisations d'une longueur de 1650 Km et une station de compression commune pour les gazoducs GO1, GO2 et GO3 reliant le CNDG Hassi R'mel au Terminal Arrivée Oued Safsaf, dans les meilleures conditions d'exploitation, de sécurité et de protection de l'environnement.
- Piloter les opérations de transport du gaz.
- Maintenir les installations de la Direction en bon état de fonctionnement.
- Planifier, coordonner et contrôler toutes les activités fonctionnelles de la Direction.
- Etablir et présenter à la hiérarchie les plans et budgets inhérents aux activités de la Direction.
- Veiller sur le contrôle des coûts et le suivi des réalisations budgétaires.
- Veiller à l'application des réglementations en vigueur ;
- Assurer le suivi et la coordination du dispositif de passation des marchés.
- Représenter la société auprès des autorités, institutions et autres tiers.
- Assurer la gestion administrative et comptable de la Direction.

I.3.3. Organisation de la Direction des GEM

La Direction des Gazoducs Enrico Mattel (GEM) est organisée comme suit :



I.3.4. Caractéristiques des lignes

1- GO1: 48"

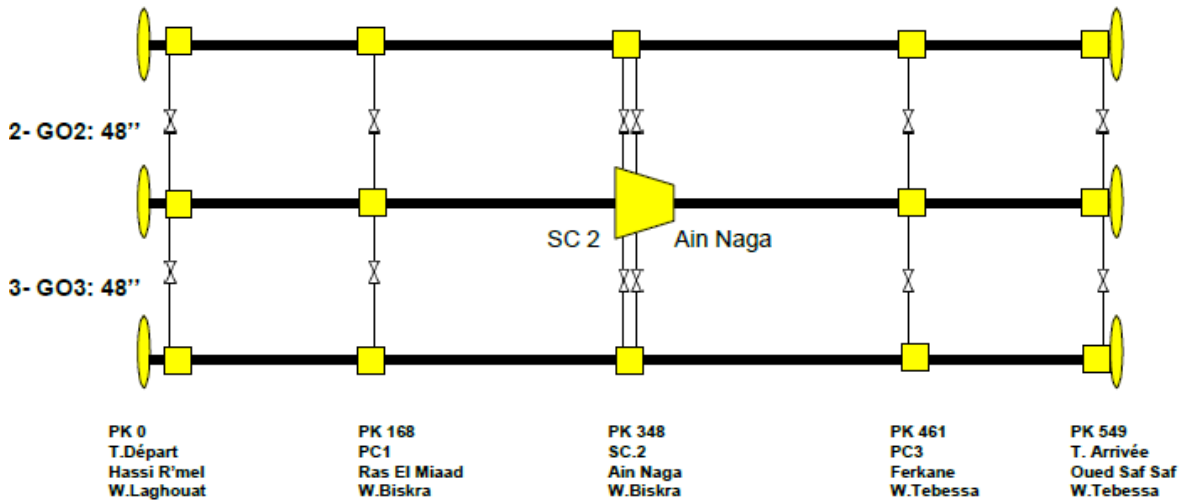


Figure I.2 : Schéma descriptif du système de transport par canalisation

I.3.4.1. Le gazoduc GO1

Il a été mis en service en mai 1983, est constitué d'une seule ligne :

- 01 Canalisation d'une longueur de 549 Km et d'un diamètre 48".
- 03 postes de coupure.
- 13 postes de sectionnement.
- 01 Terminal Départ à CNDG.
- 01 Terminal Arrivée à OESS.

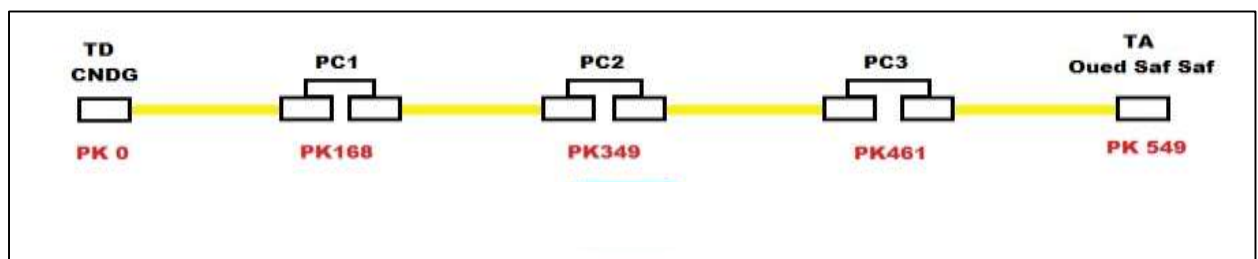


Figure I.3 : Gazoduc GO1

Pour faire face à la demande d'augmentation de livraison du gaz naturel aux clients étrangers, une première extension par la réalisation d'une nouvelle ligne GO2.

I.3.4.2. Le gazoduc GO2 :

Il a été mis en service en juin 1987 :

- 01 Canalisation d'une longueur de 549 Km et d'un diamètre 48".

- 03 Postes de coupure.
- 14 Postes de sectionnement.

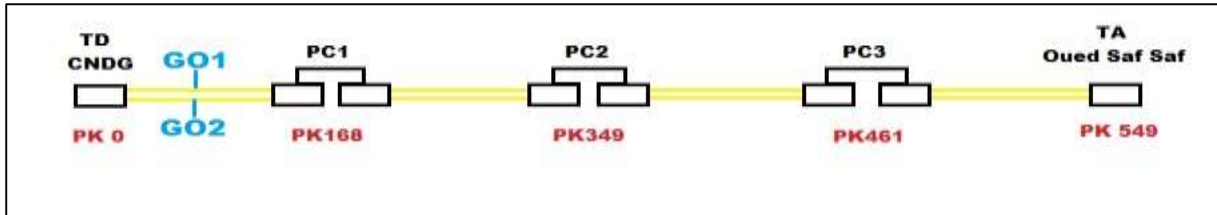


Figure I.4 : Gozoduc GO1+GO2

Extension du gazoduc GO1 et GO2 par la construction d'une station de compression :

En août 1995, une deuxième extension pour augmenter la capacité de transport a été réalisée par la construction d'une station de compression au niveau d'Ain Naga, wilaya de BISKRA, pour assurer la livraison.

- 1 Station de compression au niveau du Poste de Coupure N°2 à Ain Naga (W. Biskra)
- 1 banc de comptage et 1 banc de régulation au Terminal Départ du GO2 du CNDG.
- 1 banc de comptage, 1 banc de Filtration et 1 banc de régulation au Terminal Arrivée.

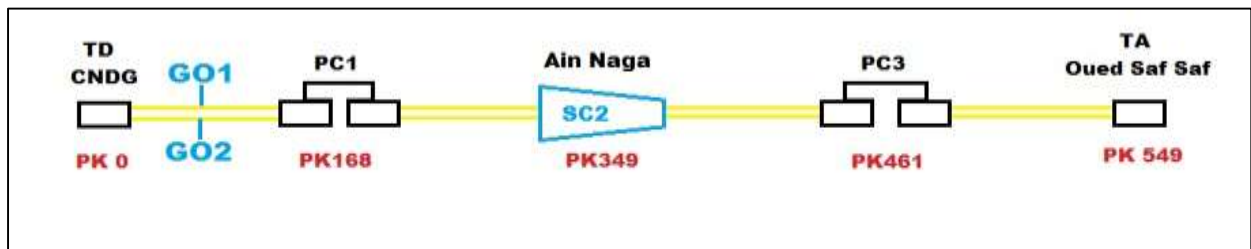


Figure I.5 : Gazoduc GO1+GO2+ station de compression sc2

I.3.4.3. Le gazoduc GO3

Extension des gazoducs GO1 et GO2 par la construction du GO3 :

Réalisation de la dernière extension en deux phases par la construction du Gazoduc GO3, mis en service en deux étapes : Mars 2006 pour le looping PC1- PC3 et mars 2009 pour le GO3 intégral,

- 01 Canalisation d'une longueur de 549 KM et d'un diamètre de 48''.
- 03 Postes de coupure.
- 18 postes de sectionnement.
- 01 Terminal Départ à CNDG.
- 01 Terminal Arrivée à OESS.
- 02 Aéro-réfrigérants de gaz principal.
- 01 Système télé supervision des ouvrages GEM (SCADA).[2]

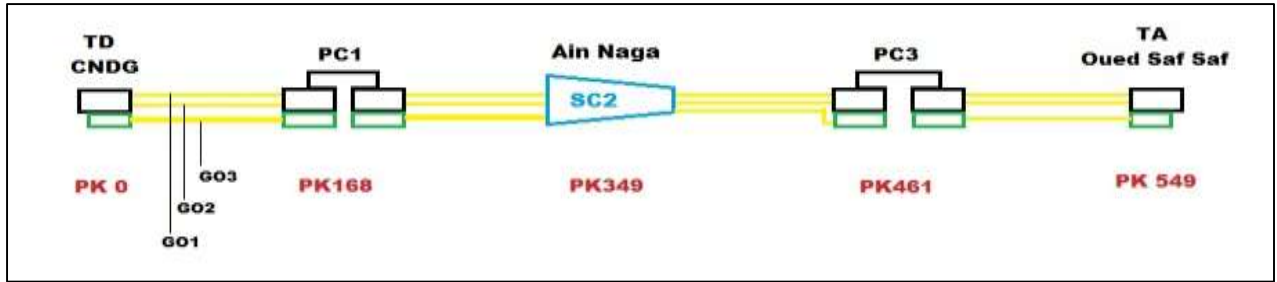


Figure I.6 : Gazoducs GO1+GO2+GO3

Profil Altimétrique :

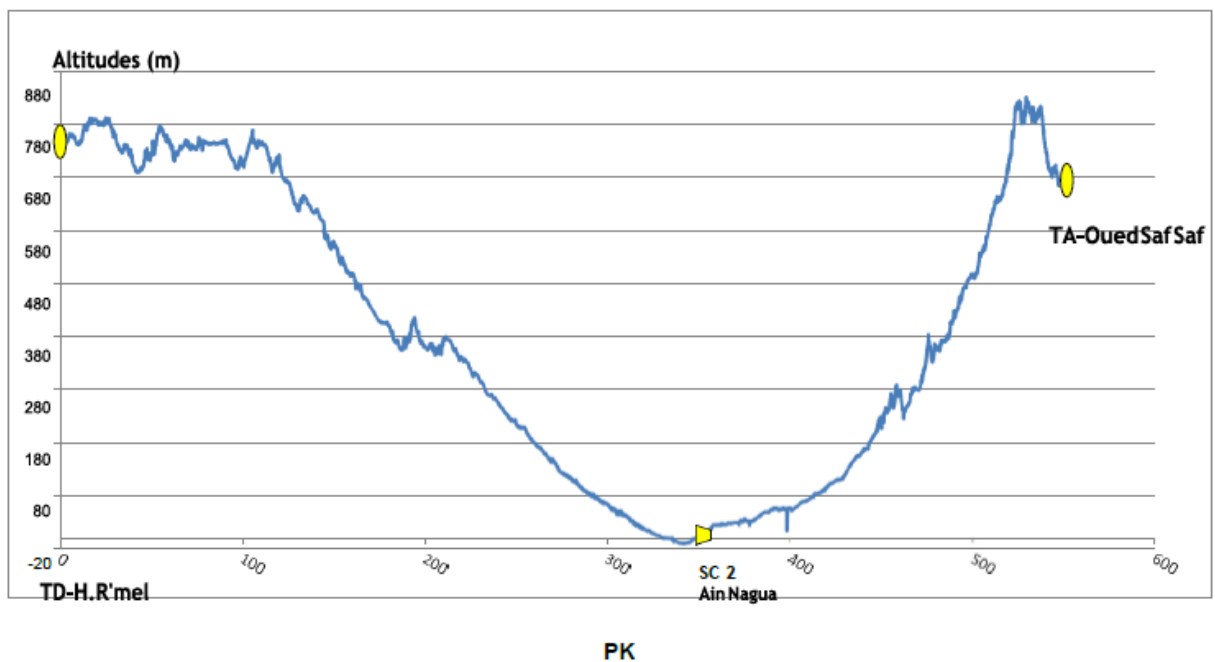


Figure I.7 : Schéma du profil en long des GO1/2/3

I.3.5. Système de protection cathodique

La protection cathodique (protection active) permet de protéger le gazoduc contre la corrosion. Elle complète la protection par revêtement (protection passive).

Le principe de la protection cathodique est d'envoyer un courant électrique continu dans l'ouvrage susceptible de se corroder, qu'il soit enterré ou immergé. L'entrée du courant dans l'ouvrage à protéger permet d'abaisser son potentiel électrochimique en dessous d'une valeur donnée.

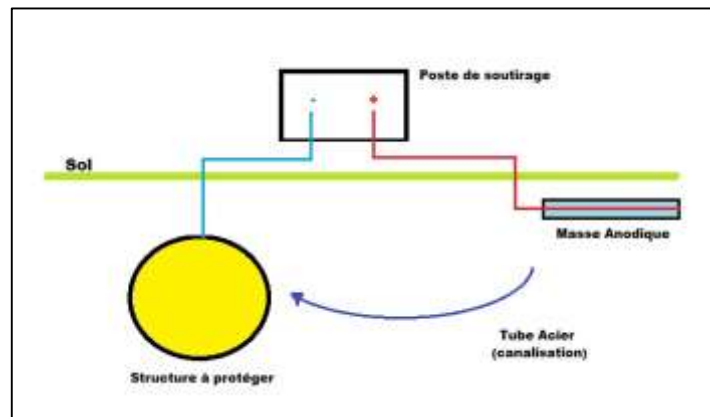


Figure I.8: Protection cathodique d'une canalisation enterrée

I.4. Terminal Arrivé Oued Saf-Saf

La station de comptage au terminal d'arrivée Oued Safsaf est prévue pour l'exploitation de gazoduc et pour l'exportation de gaz. Le terminal d'arrivée de Oued Safsaf reçoit le gaz venant du terminal départ de Hassi R'mel par les trois gazoducs (GO1/GO2/GO3), pourvoit à la régulation de pression et au comptage et ensuite il délivre le gaz vers la Tunisie.

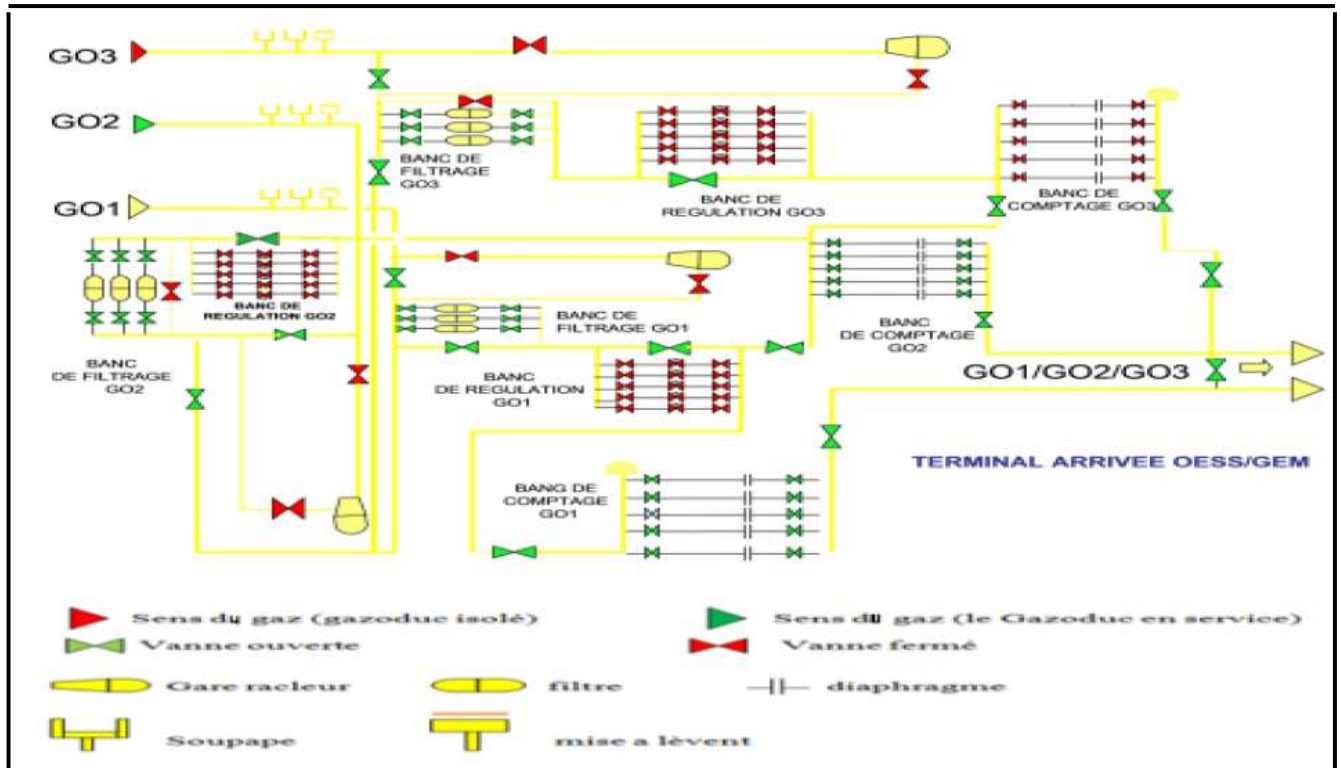


Figure I.9 : Schéma descriptif du terminal arrivé Oued Saf-Saf

Le terminal existant est constitué, pour la gestion des gazoducs (GO1/GO2/GO3), de différents infrastructures et équipements permettant d'assurer la réception et l'expédition du gaz naturel à travers les canalisations :

I.4.1. Gare de réception des racleurs

La gare de réception sert à recevoir les racleurs de la ligne pour chaque GO avec le diamètre 48'' × 54'', pour le nettoyage périodique de la ligne.

I.4.2. Banc de filtration

Le groupe filtration est constitué par trois filtres pour chaque gazoduc de type cyclone/cartouche avec un réservoir pour recueillir les liquides, et les poussières, la ligne de drainage de chaque filtre est reliée à un réservoir pour recueillir les liquides communs aux filtres.



Figure I.10 : Banc de filtration

I.4.3. Banc de régulation

Le banc de régulation de pression est composé de cinq rampes de 18'' de diamètre pour chaque gazoduc, son but est de réduire et contrôler la pression de livraison du terminal arrivée.



Figure I.11 : Banc de régulation

1.4.4. Banc de comptage

Le banc de comptage se compose de cinq rampes de comptage de 24'' de diamètre pour chaque gazoduc qui sont isolées thermiquement, une vanne d'entrée et une vanne de sortie, un diaphragme qui contient principalement l'élément déprimogène qui est dans ce cas une plaque à orifice, transmetteur de pression différentielle de l'amont et de l'aval, transmetteur de pression et le transmetteur de température.

Chaque rampe de comptage contient deux chaînes de mesure A et B et chaque chaîne a ses transmetteurs.

Les différents instruments de contrôle des paramètres de chaque rampe sont installés dans une cabine surélevée (Shelter).



Figure I.12 : Banc de comptage

I.4.5. Analyseurs

Ils sont installés dans la zone des rampes de comptage. Ils sont répartis en : Chromatographe, Analyseur de soufre, Point de rosé hydrocarbure, Point de rosée eau.

Chromatographes

Le gaz à analyser est prélevé de la conduite par l'intermédiaire d'une sonde de prélèvement pour être envoyé dans le chromatographe qui doit assurer :

- La mesure de la composition du gaz naturel
- Le pouvoir calorifique supérieur PCS [kJ/Sm^3]
- L'indice de Wobbe WI [kWh/m^3]
- Le nitrogène N_2 [%]
- Dioxyde de Carbone CO_2 [%]
- Densité d

Analyseur de point de rosé HC

L'analyseur doit assurer la mesure du point de rosé d'hydrocarbure HC

Analyseur de teneur en eau H₂O

Cet analyseur a pour but de contrôler en permanence la présence d'eau dans le gaz avant de l'acheminer vers les compresseurs, afin de les protéger contre l'aspiration de gaz humide

L'analyseur assure la mesure de :

- La quantité d'eau [ppm]
- Le point de rosé de l'eau [°C]

Analyseur de sulfure et de H₂S

Cet analyseur doit assurer la mesure de :

- La concentration de H₂S [mg/m³]
- Sulfure total S [mg/m³]

I.4.6. SKID GAZ

Son rôle est de garantir l'alimentation d'un groupe électrogène de secours et le service communautaire (base de vie).

I.4.7. Système de soupapes de sécurité

Son rôle est de protéger le terminal d'arrivée contre l'élévation de pression.

I.4.8. L'étalonnage

L'étalonnage est la détermination expérimentale de l'erreur de justesse pour un certain nombre de valeur de l'erreur à mesure.

Au sein du GEM, l'équipe technique formée d'ingénieurs et de techniciens d'instrumentation et de maintenance se charge de cette tâche. L'opération se fait chaque 6 mois et il est vérifié et agréé par l'ONML.

Pour un compteur, l'erreur de justesse est définie par :

$$e = \frac{V_c - V_v}{V_v}$$

V_c : Volume lu sur le compteur.

V_v : Volume vrai du liquide ayant traversé le compteur.

La détermination du volume vrai V_v est établie à partir d'un étalon de référence dont les indications sont éventuellement corrigées pour obtenir les conditions de température et de pression régnant dans le compteur

Les principaux moyens d'étalonnage sont:

- La jauge étalon
- Le tube étalon
- Le piston étalon
- La station d'étalonnage centralisée

CHAPITRE II:
COMPTAGE ET PRINCIPE DE
FONCTIONNEMENT DES DIFFERENTS TYPES
DE COMPTEURS

Chapitre II : Comptage et principe de fonctionnement des différents types de compteurs

II.1. La définition du comptage

Le comptage est une activité quotidienne très importante dans l'industrie des hydrocarbures, qui sert à mesurer la quantité de liquide ou de gaz ayant traversé une section définie de la conduite dans un intervalle du temps bien déterminé « le débit ».

Cette opération est réalisée par différents types de dispositifs de comptage (compteurs).

II.2. Objectif du comptage

L'objectif majeur du comptage est la mesure et la détermination des débits ou la quantité d'effluents présents dans les installations du produit à mesurer.

Pour bien comprendre les objectifs principaux du comptage il faut d'abord diviser cette activité en deux (2) domaines essentiels :

- **Le domaine transactionnel**

Ce domaine est largement utilisé pour la comptabilisation et la facturation de quantités d'hydrocarbures transportées aux clients ou en transit.

Il nécessite une grande précision de (1%) pour les gaz, pour cette raison on est tenu d'utiliser des systèmes agréés par les services officiels de métrologie (ONML) qui respectent les erreurs maximales en exploitation fixées par le règlement.

Ce type de comptage situé généralement entre deux réseaux nationaux et internationaux ; comme notre cas : la direction transport « ENRICO MATTEI »

- **Le domaine technique**

Cette activité a un rôle principal au niveau de la production et de l'exploitation nationale car il fournit les données nécessaires aux différents utilisateurs : gisement, exploitation... pour :

- Le monitoring des champs et le suivi des puits.
- Les bilans production : effluents produits, rejetés, expédiés, injectés et consommés.
- Le contrôle des installations.
- Répartition des débits dans les canalisations

Il nécessite une précision comprise entre 1 et 10% dépendant du cas.[3]

II.2. Fonctionnement d'un banc de comptage

II.2.1. Composition générale d'un système de comptage

Dans un système de comptage, on peut définir plusieurs sous-systèmes :

- Système de perturbation.
- Capteurs : la mesure et l'enregistrement des paramètres essentiels pour le mesurage du débit.
- Système de calcul de l'équation de débit.
- Système intégrateur pour le mesurage des quantités de matières qui a traversé la conduite dans un intervalle du temps bien défini.

Le premier sous-système est le système primaire qui crée la grandeur physique principale pour le mesurage du débit.

Les autres éléments sont les sous-systèmes qui complètent le rôle d'élément primaire : élément secondaire.[15]

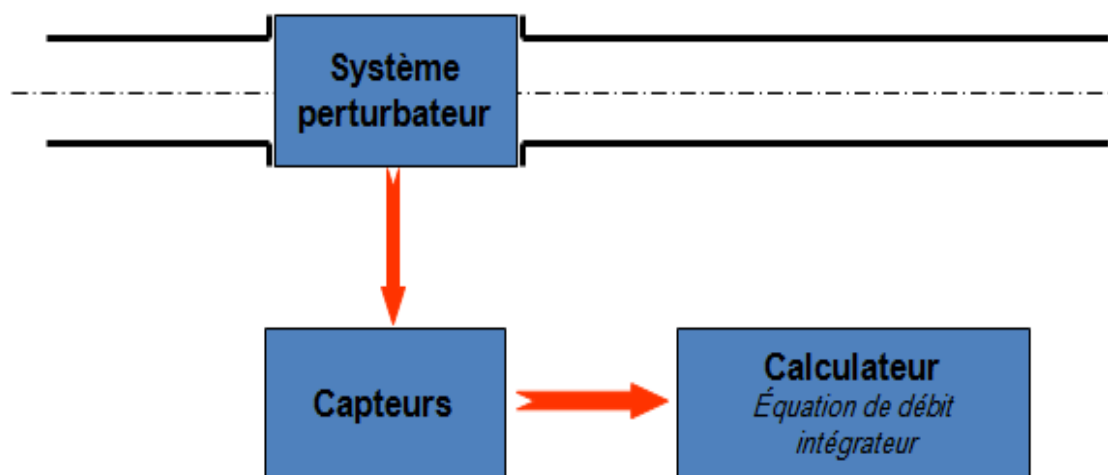


Figure II.1: Composition d'un système de comptage

II.2.2. Principe de fonctionnement d'un banc de comptage

Le gaz est analysé au niveau du collecteur d'entrée. Les informations recueillies sont envoyées à chaque calculateur par l'intermédiaire du système de supervision de l'installation.

La conception du collecteur permet de répartir uniformément le débit dans les différentes rampes de comptage, en tenant compte de l'existence d'au moins une rampe de secours.

L'installation de comptage est constituée de « n » rampes de comptage montées en parallèle. En fonctionnement normal, au minimum une des rampes est isolée afin d'être

disponible en cas de défaillance d'une rampe en service, ou pour une opération de maintenance sur l'une de ces rampes.

Chaque rampe de comptage délivre les informations (pression différentielle ou impulsions, pression statique, température, masse volumique) au calculateur dédié.

Chaque calculateur procède à la détermination des quantités transférées dans la rampe associée, et communique ces informations calculées au système de supervision pour traitement en temps réel ou différé.

Le gaz compté et analysé transite enfin dans le collecteur de sortie assurant le transfert vers les installations aval.

II.2.3. Equipements d'étalonnage

L'installation est conçue afin d'assurer le niveau d'incertitude spécifié (réglementation, contrat...), et établi à l'origine. La stabilité du niveau d'incertitude initial ne peut pas être obtenue que par une parfaite maîtrise des incertitudes provenant des différents facteurs intervenant dans son estimation.

Cette maîtrise est garantie par la mise en place d'un processus de surveillance de chaque source d'incertitude (transmetteur, capteur, calculateur, process...), intégrant vérification, étalonnage ou ajustement des transmetteurs ou capteurs concernés. Ces opérations, périodiques consiste à confirmer que les mesures réalisées par la chaîne composée du transmetteur (ou capteur) et du calculateur, demeure à l'intérieur d'un intervalle défini à l'origine comme étant l'erreur maximale tolérée (EMT).

Tous les équipements mis en œuvre dans ces opérations, ayant une influence sur l'expression du résultat final, sont munis de Certificats d'Etalonnage démontrant leur raccordement aux étalons de référence (nationaux ou internationaux).

II.3. Le choix d'un dispositif de comptage

L'industrie du comptage offre une grande variété de dispositifs et pour choisir le débitmètre qui convient, il est nécessaire de connaître le type de fluide qu'on va mesurer (gazeux ou liquide), il est propre ou contient des impuretés et aussi les conditions de température et de pression.

Tableau II.1: Types de débitmètre correspondant au type du fluide mesuré[4]

Type de débitmètre	Caractéristiques des fluides mesurés
Diaphragme	Liquides propres, gaz propres
Venturi	Liquides propres, chargés, très chargés, gaz propres, gaz chargés.
Ultrasons	Liquides propres, chargés, très chargés, visqueux, gaz propres.
Vortex	Liquides propres, chargés, gaz propre.
Coriolis	Liquides propres, chargés, très chargés, polyphasiques, gaz propres, chargés.
Thermique	Liquides propres, gaz propres, chargés.

II.4. Les types de compteurs

Pour effectuer l'opération de comptage, il existe plusieurs méthodes et outils de mesurage, et on peut les classer selon plusieurs facteurs mais le plus fréquent est selon le type du paramètre mesuré :

- Débitmètres qui mesurent la pression différentielle entre l'amont et l'aval de l'élément primaire et ils se basent sur la perte de charge à l'aide d'un organe déprimogène : plaque à orifice, venturi, tuyère, ...
- Débitmètres qui mesurent la vitesse du fluide : débitmètre à ultrasons, débitmètre à turbine, débitmètre à vortex
- Débitmètres qui mesurent le débit massique : thermique ou à effet Coriolis

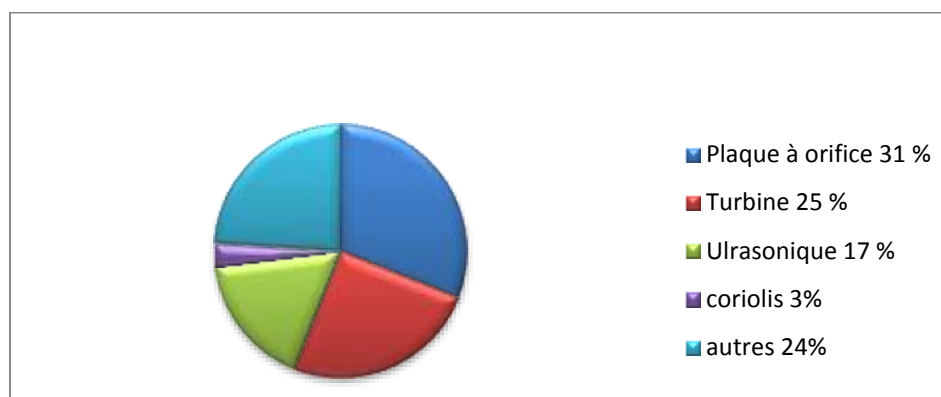


Figure II.2 : Répartition d'utilisation des débitmètres dans le secteur des hydrocarbures (2005)

D'après la figure (II.13), on peut constater que le débitmètre à pression différentiel occupe une grande position par rapport aux autres types depuis plusieurs années et jusqu'à présent il est considéré comme le plus répandu dans le domaine de l'industrie pétrolière.

II.4.1. Débitmètre à organe déprimogène

Selon le principe de « Bernoulli » la pression du fluide a une relation directe avec la vitesse ainsi que le débit est conservé dans toute la conduite, il vient l'idée de diminuer la section du conduit pour avoir une différence de pression nécessaire pour la mesure du débit, mais comme il n'est pas applicable sur la conduite car il amène une perte de charge inacceptable ils ont réfléchi au débitmètre à organe déprimogène qui est le plus utilisé maintenant dans l'industrie pétrolière.

Cette diminution de la vitesse provoque une augmentation de la pression en amont et une diminution en aval de l'élément principal.

Tout débitmètre à élément déprimogène est constitué de deux (2) éléments essentiels :

- Un élément perturbateur qui crée le ΔP .
- Un capteur de ΔP . [15]

II.4.1.1. Le diaphragme (Plaque à orifice)

Une plaque à orifice ou le diaphragme centrique s'agit d'un trou percé dans le centre coïncide d'une plaque mince qu'il est déterminé selon la norme ISO 5167. Il permet la mesure dans une large gamme de débit et pour une large gamme du diamètre de la canalisation, comme il nécessite aussi une vitesse élevée pour la bonne précision de mesure. Le diaphragme comme chaque autre élément de mesure est l'élément perturbateur qui limite la circulation du fluide par la création d'un obstacle à l'intérieur de la conduite, l'élévation de la vitesse qui engendre la différence de pression entre l'amont et l'aval du débitmètre qui est nécessaire pour la mesure du débit. [4]

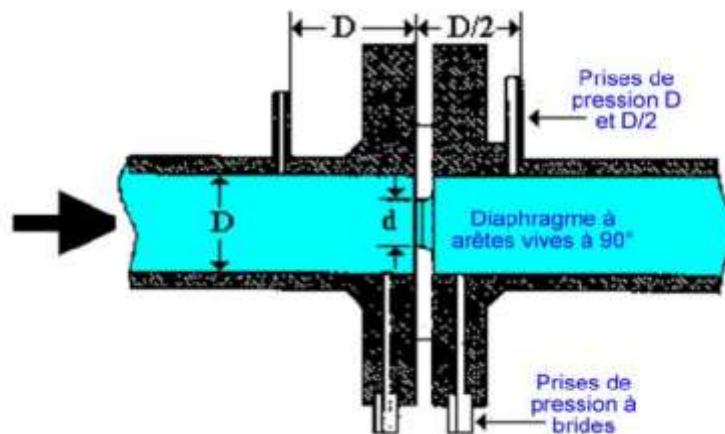


Figure II.3 : Principe de fonctionnement d'un compteur à diaphragme

Il en existe plusieurs types de la plaque à orifice :

Plaque à orifice à arête vive et c'est la plus connue les autres plaques concentriques

Plaque à entrée conique

plaque quart de cercle pour la mesure de faibles débits ou de fluides visqueux

Plaque excentrique ou plaque segmentaire pour la mesure de fluides sales ou chargés d'impuretés.

Montage des plaques à orifice

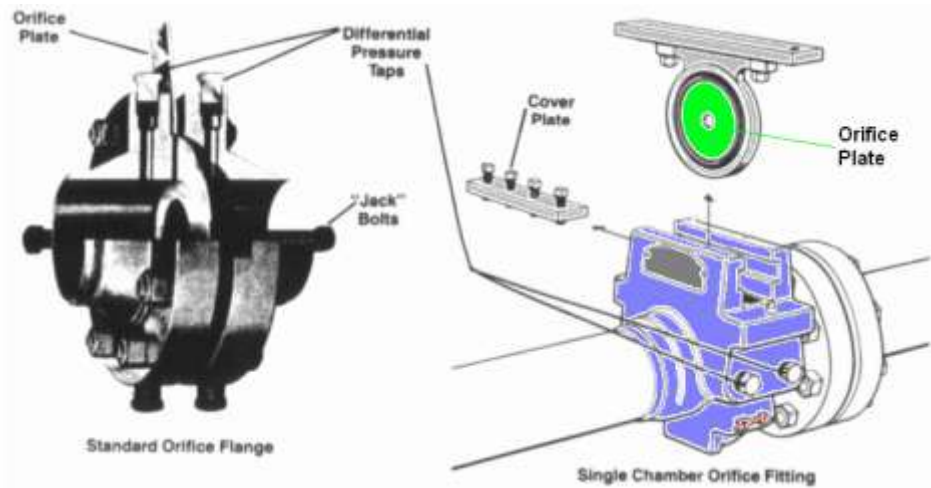


Figure II.4 : Porte plaque à orifice

En amont et en aval de cette plaque la conduite comporte deux prises d'impulsion liés à un transmetteur de la pression différentielle qui caractérise par une précision importante. [3]



Figure II.5 : Transmetteur de différence de pression

II.4.1.2. Débitmètre à venturi

Un débitmètre par tube de venturi est constitué d'un capteur de pression différentielle et d'un tube avec un rétrécissement. Celui-ci est construit avec une section convergente plus petite à l'entrée et une sortie divergente. Cet écoulement du fluide se fait toujours dans le sens de la plus grande section vers la plus petite à travers le col. L'entrée amont du tube est reliée à la prise haute pression du capteur de pression différentielle et la sortie aval est reliée à la prise basse pression. Quand le fluide entre dans l'instrument, sa vitesse augmente et sa pression diminue. Le capteur de pression différentielle mesure la différence de pression entre l'entrée et la sortie des tubes de venturi. Cette variation de perte de charge est convertie en un débit mesurable.

Les débitmètres par tube de venturi offrent une **grande précision** et une **longue**

stabilité. Ces débitmètres sont faciles à utiliser et ont un **faible coût de possession**. De plus, ils sont capables de fonctionner dans des conditions difficiles, ce qui en fait des instruments idéaux pour la **mesure du débit de liquide, de gaz et de la vapeur**. Grâce à leur construction robuste, les débitmètres à tube de venturi sont également adaptés aux applications exigeant une grande résistance à la corrosion et aux chocs. Ces instruments constituent donc une solution idéale pour la mesure du débit dans les procès de production et les applications industrielles les plus exigeantes.[4]



Figure II.6 : Débitmètre à venturi

II.4.1.3. Débitmètre tuyère

La conception de la tuyère est basée sur l'équation de Bernoulli et se compose d'une section convergente avec un profil arrondi et une gorge cylindrique. La tuyère est généralement utilisée pour mesurer le débit de vapeur, ainsi que de fluides non-visqueux, abrasifs et à grande vitesse. Cet élément se caractérise par une grande précision de mesure mais il existe toujours le risque d'érosion et de corrosion lors du passage du fluide dans la conduite. Malgré ses avantages mais le tuyère est plus couteux qu'un diaphragme.

On peut distinguer deux types de tuyères normalisés :

- **ISA 1932** : Le convergent est d'allure torique de plusieurs rayons, le col de diamètre d est de longueur $0,3 d$
- **Long rayon** : Elle comporte un convergent en quart d'ellipse et un col cylindrique.
 - Pour $0,25 \leq \beta \leq 0,8$, on utilise la tuyère à grand rapport d'ouverture
 - Pour $0,20 \leq \beta \leq 0,5$, on utilise la tuyère à petit rapport d'ouverture [4]

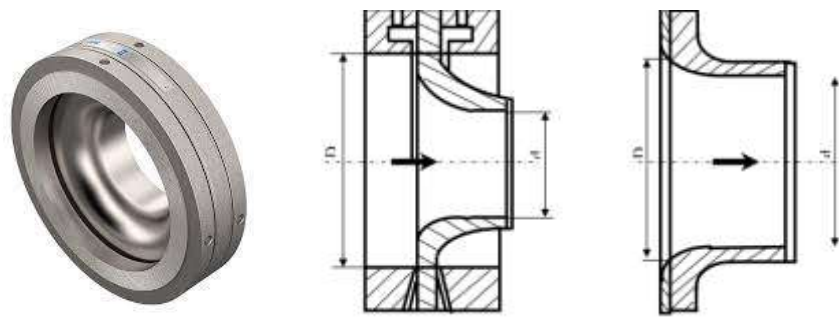


Figure II.7: Tuyère ISA 1932

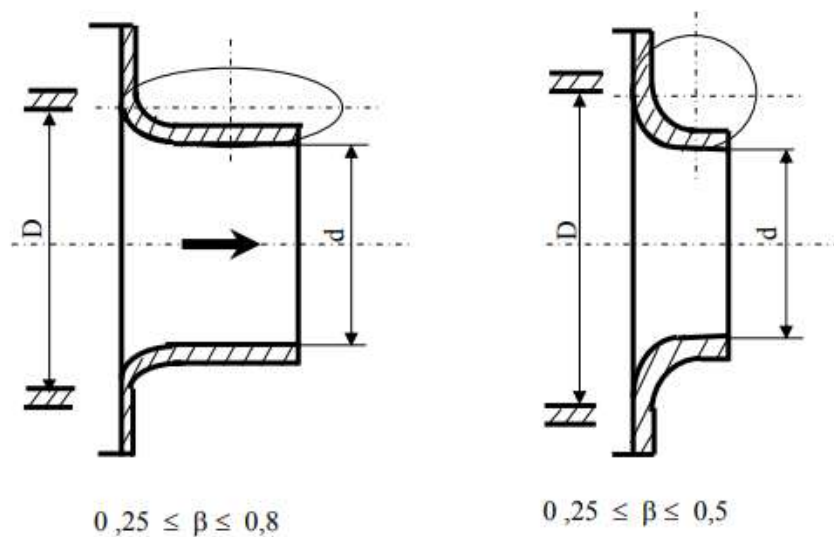


Figure II.8 : Tuyère longue

Le débitmètre à tuyère est généralement utilisé pour mesurer le débit de vapeur.

II.4.2. Débitmètres qui mesurent la vitesse du fluide

II.4.2.1. Débitmètre à turbine

C'est un axe libre de rotation porte une turbine (cas des liquides) ou une hélice (cas des gaz) est placée au centre de la conduite où on veut mesurer le débit; Sous l'action des forces de pression et de viscosité exercées sur les pales, l'hélice de la turbine se met à tourner à une vitesse ω qui dépend du débit de l'écoulement.

L'ensemble de mesurage des compteurs à turbine se composent toujours de trois organes principaux :

- Le capteur (souvent appelé mesureur) constitué par un rotor à pales hélicoïdales placé à l'intérieur d'un corps cylindrique ;

- Un Transducteur (appelé aussi sortie ou émetteur) transformant la rotation du rotor en un signal électrique exploitable par l'indicateur ;
- Un indicateur de débit ou de volume du liquide en circulation.

Suivant le type de la turbine, la mesure est obtenue :

- Soit par comptage d'impulsions électriques : On utilise un détecteur électromagnétique (capteur de proximité) constitué d'une bobine fixe soumise à des variations de flux magnétique au passage de chaque pale de la turbine. Il en résulte une f.e.m induite dont la fréquence est un multiple de la vitesse de rotation de la turbine. Un compteur d'impulsions ou un fréquencemètre peuvent être utilisés pour donner une indication sur le volume total ayant traversé la turbine. ‰
- Soit au moyen d'un compteur mécanique relié par un jeu d'engrenages à l'axe de la turbine : l'indication est alors directement donnée en valeur de volume ayant traversé la turbine.

Les débitmètres à turbines sont en général très précis et permettent d'obtenir une limite d'exactitude de $\pm 0.25\%$ à $\pm 1\%$ sur la valeur mesurée. [4]

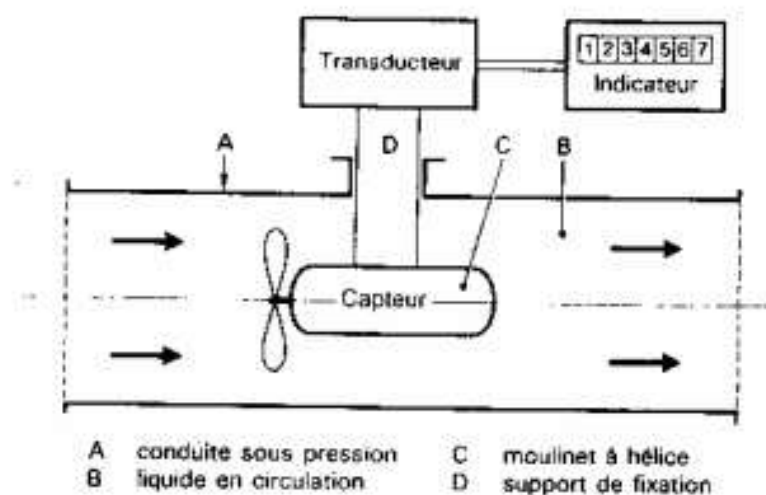


Figure II.9 : Schématisation du débitmètre à turbine

II.4.2.2. Le débitmètre à ultrasons

Les débitmètres à ultrasons permettent de mesurer le débit de gaz ou de liquides propres, chargés, très chargés, voir visqueux mais sont déconseillés pour les liquides à haute viscosité. Ils utilisent les ondes sonores (ultrasons) dans une plage de fréquences bien précise, ce signal ultrasonore est envoyé dans un flux de fluide en circulation en utilisant des transducteurs à insertion qui établissent un contact direct avec le fluide, ou des transducteurs externes qui envoient les ultrasons à travers la paroi du tuyau. Ce principe utilise 2 transducteurs à ultrasons qui fonctionnent à la fois comme émetteur et récepteur d'ultrasons et qui mesurent la vitesse moyenne du fluide qui est proportionnelle avec la pression donc avec le débit.[14]



Figure II.10 : Débitmètre à ultrasons

On distingue deux méthodes de mesure par le débitmètre à ultrasons :

- **Débitmètre à effet Doppler**

Cette méthode est adéquate pour la mesure des fluides chargés qui transportent des particules solides en suspension, sur lesquelles l'onde sonore est réfléchi. La mesure de la variation de la fréquence de l'onde réfléchi par les particules permet de déterminer la vitesse v .

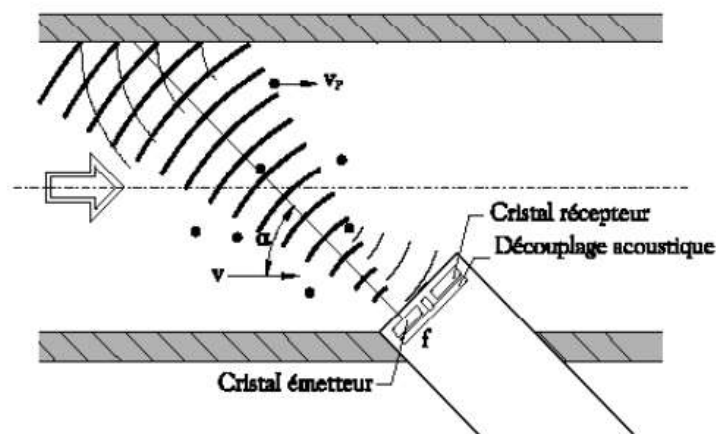


Figure II.11 : Débitmètre à effet Doppler

- **Débitmètre pour mesurer les temps du transit**

Les débitmètres ultrasoniques à temps de transit mesurent la différence de temps entre le moment où un signal ultrasonique est émis (depuis un premier transducteur) et le moment où le signal est reçu (par un deuxième transducteur) en passant par la conduite, ou le temps de l'envoi dans le sens de l'écoulement du fluide est plus court que lorsque le flux est dans le sens inverse. Cette différence du temps est proportionnelle de la vitesse du fluide est donc du débit. [14]

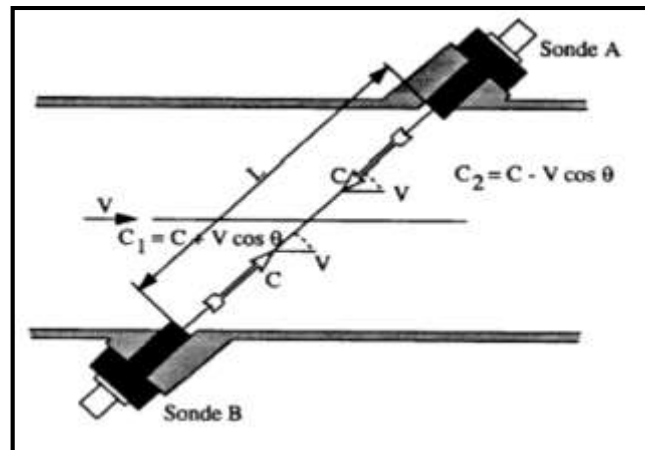


Figure II.12 : Débitmètre qui mesure le temps de transit

II.4.2.3. Débitmètre à effet vortex

Un débitmètre à effet vortex est un type de débitmètre dont la mesure repose sur la formation de tourbillons alternés générant des coups de pression à l'intérieur de tuyauteries pleines. Le principe de mesure est basé sur l'observation d'un détachement de tourbillons après un obstacle placé dans un écoulement, par exemple un pilier de pont.

Un débitmètre à effet vortex est basé sur ce phénomène de génération de tourbillons, appelé effet de Karman. Lorsqu'un fluide rencontre un corps non profilé, il se divise et engendre de petits tourbillons ou vortex alternés, de part et d'autre et en aval du corps non profilé. Ces tourbillons engendrent des zones de pression variable, détectées par un capteur. La fréquence de génération des tourbillons est directement proportionnelle à la vitesse du fluide.

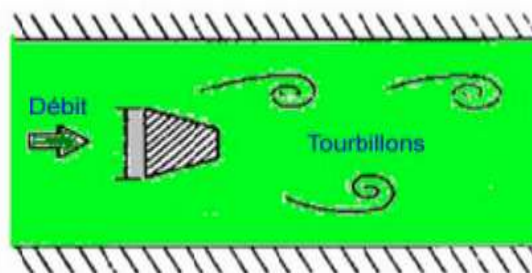


Figure II.13 : Principe du débitmètre à effet vortex

La sortie d'un débitmètre à effet vortex dépend du facteur K . Le facteur K est lié à la fréquence de génération des tourbillons par rapport à la vitesse du fluide. Le facteur K varie en fonction du nombre de Reynolds, mais est pratiquement constant sur une vaste plage de débit. Les débitmètres à effet vortex mesurent des débits extrêmement précis si on les utilise sur cette plage linéaire.

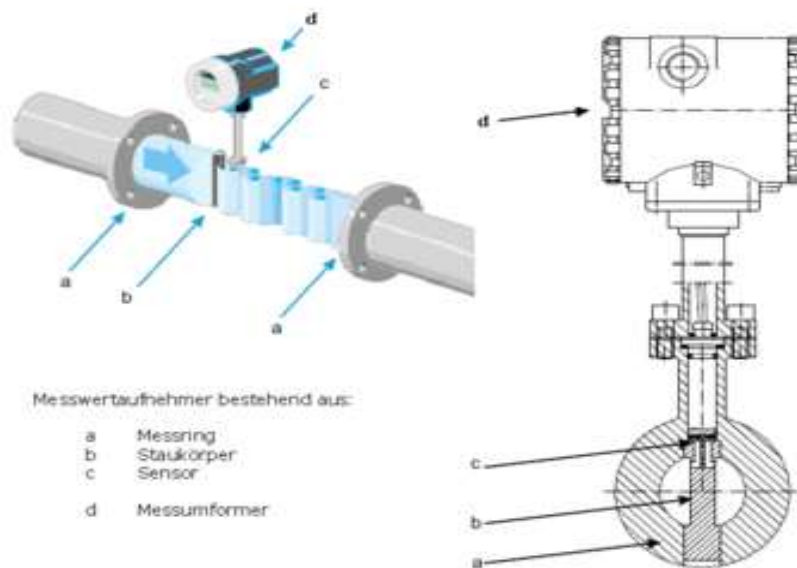


Figure II.14 : Débitmètre à effet vortex

II.4.3. Débitmètres qui mesurent le débit massique

II.4.3.1. Débitmètre à effet Coriolis

Si une masse en mouvement est soumise à une oscillation perpendiculaire à sa direction de déplacement, il y a formation de force Coriolis proportionnelle au débit massique.

Le débitmètre massique Coriolis a des tubes de mesure qui oscillent pour précisément générer cet effet.

Son principe de fonctionnement est simple. Un tube en U est traversé par le fluide dont on veut mesurer le débit. Le tube est soumis à une oscillation latérale. Les capteurs en entrée et en sortie enregistrent le déphasage (ou la contrainte grâce à des jauges de contrainte) résultant du changement de géométrie des tubes en oscillation. Plus la quantité de matière traversant le tube est importante, plus ce déphasage est grand.



Figure II.15 : Débitmètre à effet Coriolis

II.4.3.2. Débitmètre thermique

Le débitmètre thermique est moins connu mais utilise une technologie moins onéreuse que le débitmètre à effet Coriolis.

Le principe de fonctionnement est basé sur le réchauffement du fluide qui traverse le débitmètre. En effet, tout fluide traversant un contenant plus chaud va absorber de la chaleur. Le débitmètre est constitué de deux sondes de température placées en entrée et sortie. Le débitmètre va mesurer la puissance thermique nécessaire pour maintenir un différentiel de température constant entre ces deux sondes. En connaissant la composition du fluide le traversant, il peut connaître la capacité calorifique massique de ce fluide et par extension la quantité de matière le traversant.



Figure II.17 : Principe du débitmètre thermique

Ce type de débitmètre est réservé à des applications spécifiques car il nécessite de connaître exactement la composition du fluide qui le traverse. Il est ainsi plutôt utilisé dans l'industrie sous forme de contrôleur, moins cher mais adapté à des utilisations dont tous les paramètres sont connus.[4]

CHAPITRE III :

LOIS DE BASE ET PROPRIETES

CHAPITRE III : Lois de base et propriétés

III.1. Définition du gaz naturel

Le gaz naturel est un mélange des hydrocarbures et des gaz inertes, il se compose essentiellement du C1 jusqu'à C6 d'hydrocarbures plus CO₂ et N₂ et quelques composants lourds, oxygène, hélium, sulfure,...

III.2. Le principe de la conservation de masse

La loi ou le principe de la conservation de masse indique que la quantité de masse traversant un espace fermé est la même entre les deux points 1 et 2 lorsqu'il n'y a pas un échange avec le milieu extérieur. Et cette loi peut être exprimée par cette équation :

$$M_1 = M_2 \quad (\text{III.1})$$

Avec :

M_1 : Le débit massique dans le point 1 en [kg/s].

M_2 : Le débit massique dans le point 2 en [kg/s].

Et on l'exprime par:

$$\rho_1.S_1.W_1 = \rho_2.S_2.W_2 \quad (\text{III.2})$$

Avec:

$$M_1 = \rho_1.S_1.W_1 \quad \text{Et} \quad M_2 = \rho_2.S_2.W_2$$

$\rho_{1,2}$: La masse volumique du gaz traversant la conduite en points 1 et 2 successivement.

$S_{1,2}$: La surface de la conduite dans les deux points 1 et 2.

$W_{1,2}$: La vitesse du fluide dans les deux points 1 et 2.

III.3. Le principe de la conservation de l'énergie

Ce principe montre que l'énergie mécanique qui entre dans la conduite au point 1 reste la même à la sortie au point 2. même si une seule forme d'énergie qui se transforme à une autre forme.

Les formes de l'énergie mécanique :

III.3.1. L'énergie cinétique (E_c)

L'énergie cinétique est l'énergie que possède un fluide du fait de son mouvement par rapport à un référentiel donné. Son expression est :

$$E_c = \frac{1}{2} \rho \cdot v \quad (\text{III.3})$$

Avec :

ρ : La masse volumique du fluide [kg/m^3].
 v : La vitesse du fluide [m/s].

III.3.2. L'énergie potentielle (E_{pot})

L'énergie potentielle est l'énergie emmagasinée par un objet en raison de sa position ou de sa forme.

Pour le fluide l'énergie potentielle est due à la masse volumique ρ , la gravité terrestre et à l'altitude de la particule dans le référentiel terrestre. Leur expression est :

$$E_{\text{pot}} = \rho \cdot g \cdot \Delta Z \quad (\text{III.4})$$

Avec :

ρ : La masse volumique du fluide [kg/m^3].
 g : Accélération due à la pesanteur [m/s^2].
 ΔZ : la différence des altitudes du fluide entre deux points différents [m].

III.3.3. Le travail W

Le travail est défini comme la force qui agit sur un fluide menant ce dernier à se déplacer. Il s'exprime sous la forme suivante :

$$W = F \cdot \Delta x \quad (\text{III.5})$$

Avec :

F : La force exercée sur le fluide [N].
 Δx : La différence de position du fluide [m].

III.4. Le théorème de Bernoulli

Le théorème de Bernoulli s'applique aux fluides parfaits, c'est-à-dire aux fluides sans viscosité.

Dans son expression la plus simple, il traduit la conservation de l'énergie dans un écoulement parfait. On peut l'exprimer simplement sous la forme suivante :

$$E_1 = E_2$$

E_1 : L'énergie totale du fluide dans le point 1.

E_2 : L'énergie totale du fluide dans le point 2.

d'autre façon on peut l'écrire sous la forme ci-dessous :

$$P + \frac{1}{2} \rho \cdot v^2 + \rho \cdot g \cdot \Delta Z = \text{cte} \quad (\text{III.6})$$

Remarque

Le théorème de Bernoulli se base essentiellement sur la loi de la conservation de l'énergie, donc cela signifie que la charge totale à l'intérieure de la conduite reste constante et ne change pas. Mais les énergies qui composent l'énergie totale se varient en fonction des modifications de géométries qui rencontre le fluide lors de son déplacement.

III. 4.1. Le théorème de Bernoulli généralisé

La différence entre le fluide idéal et le fluide non idéal (réel) est que ce dernier est visqueux, c'est pour cela dans la réalité il existe toujours une perte de charge du fluide s'écoulant dans la conduite qui est généralement sous forme de diminution de la pression due à la viscosité du fluide.

$$P_1 + \rho \cdot g \cdot Z_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_1^2 = P_2 + \rho \cdot g \cdot Z_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_2^2 \quad (\text{III.7})$$

III.4.2. Démonstration de la formule du débit Q_m selon la norme ISO 5167 par le théorème de Bernoulli

D'après la norme ISO 5167 :

$$Q_m = \frac{C \cdot \varepsilon}{\sqrt{(1 - \beta^4)}} \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2 \rho \Delta P} \quad (\text{III.8})$$

Pour démontrer cette équation il est nécessaire de faire l'appel à l'équation de Bernoulli :

$$P_1 + \rho \cdot g \cdot Z_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_1^2 = P_2 + \rho \cdot g \cdot Z_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_2^2 \quad (1)$$

On multiplie l'équation par $(1/\rho)$:

$$\frac{P_1}{\rho} + g \cdot Z_1 + \frac{1}{2} \cdot V_1^2 = \frac{P_2}{\rho} + g \cdot Z_2 + \frac{1}{2} \cdot V_2^2$$

Pour une conduite horizontale: $Z_1 = Z_2$

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{1}{2} V_1^2 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{1}{2} V_2^2$$

On simplifie :

$$\frac{1}{\rho} (P_1 - P_2) = \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) \quad (2)$$

Alors :

$$V_1 = \sqrt{\frac{1}{\rho} \cdot (P_2 - P_1) + \frac{1}{2} \cdot V_2^2} \quad (3)$$

D'un autre côté :

Selon le principe de continuité :

$$Q_{v1} = Q_{v2}, \quad \text{alors:} \quad S_1 \cdot V_1 = S_2 \cdot V_2 = S \cdot V \quad (4)$$

Avec:

S_1 : La section de la canalisation (aval)

S_2 : La section de l'orifice

S : La section de la veine contractée

On trouve :

$$V_1 = \frac{S}{S_1} \cdot V_2 \quad (5)$$

Aussi:

$$\frac{S}{S_1} = \frac{S}{S_2} \cdot \frac{S_2}{S_1}$$

Avec :

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{\pi \cdot \frac{d^2}{4}}{\pi \cdot \frac{D_1^2}{4}} = \frac{d^2}{D_1^2} = \beta^2 \text{ (Coefficient du module de diaphragme ou bien rapport d'ouverture)}$$

$$\frac{S}{S_2} = \frac{\pi \cdot \frac{D^2}{4}}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = \frac{D^2}{d^2} = \mu \text{ (Coefficient d'étranglement : de contraction)}$$

Alors :

$$\frac{S}{S_1} = \mu \cdot \beta^2$$

Donc :

$$V_1 = \mu \cdot \beta^2 \cdot V_2 \quad (6)$$

On remplace l'équation (6) dans l'équation (3) :

$$\mu \cdot \beta^2 \cdot V_2 = \sqrt{\frac{1}{\rho} \cdot (P_2 - P_1) + \frac{1}{2} \cdot V_2^2}$$

Après la simplification on trouve :

$$V_2^2 (1 - \mu^2 \beta^4) = \frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)$$

La formule de V_2 sera :

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - \mu^2 \beta^4)}} \quad (7)$$

On remplace l'équation (7) dans l'équation (1) :

$$Q_v = S \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - \mu^2 \beta^4)}} = \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho(1 - \mu^2 \beta^4)}} \quad (III.9)$$

On introduit un facteur de correction ε qui tenir compte de la compressibilité du gaz (le coefficient de détente) :

$$Q_v = \frac{\mu \varepsilon}{(1 - \mu^2 \beta^4)} \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (III.10)$$

On introduit un facteur de correction C (par rapport au prise de pression) c'est le coefficient de décharge qui est déterminé expérimentalement et donnés par les normes sous forme des tableaux :

$$Q_v = \frac{C\mu\varepsilon}{(1-\mu^2\beta^4)} \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2(P_1-P_2)}{\rho}}$$

On pose : $\mu=1$

$$Q_v = \frac{C\varepsilon}{(1-\beta^4)} \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2(P_1-P_2)}{\rho}}$$

Et pour le débit massique :

$$\text{On a :} \quad Q_m = Q_v \cdot \rho$$

Alors :

$$Q_m = \frac{C\varepsilon}{(1-\beta^4)} \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \sqrt{2(P_1 - P_2)} \quad (\text{III.11})$$

III.5. Les lois du gaz

Généralement les gaz sont mesurés dans des autres conditions n'ont pas les conditions de base ou standard c'est pour cela on est toujours obligés de les convertir en conditions de base en utilisant les lois de gaz.

III.5.1. La loi de Boyle

Cette loi relie la pression et le volume d'un gaz parfait, à une température constante le volume et la pression du gaz sont inversement proportionnels.

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (\text{III.12})$$

T_1, P_1 : Température et pression au point 1

T_2, P_2 : Température et pression au point 2

III.5.2. La loi de Charles

Pour un gaz parfait à une pression constante, le volume est directement proportionnel avec la température.

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (\text{III.13})$$

T_1, V_1 : Température et volume au point 1

T_2, V_2 : Température et volume au point 2

III.5.3. La loi des gaz parfaits

C'est une combinaison des deux lois précédentes: la loi de Boyle et la loi de Charles pour donner la formule suivante :

$$\frac{Vb}{Ve} = \frac{Pe.Tb}{Pb.Te} \quad (\text{III.14})$$

e : Conditions de bases

b : Conditions d'écoulement

III.5.4. La loi des gaz réels

la loi des gaz réels corrige le fait que les gaz ne suivent pas la loi des gaz parfaits aux conditions de haute pression et de basse température.

La loi des gaz parfaits après la correction devient :

$$\frac{Vb}{Ve} = \frac{Pe.Tb.Zb}{Pb.Te.Ze} \quad (\text{III.15})$$

III.6. Les propriétés du gaz

III.6.1. La composition chimique du gaz

La composition chimique du gaz est un élément essentiel pour déterminer les propriétés physiques du gaz qui sont généralement le paramètre le plus important dans les contrats de vent et d'achat, ainsi qu'il nous donne la concentration de chaque composant du gaz. Pour trouver la concentration des composants qu'on utilise le chromatographe qui se base sur la séparation des composants du mélange.

Dans une façon générale les composants du gaz sont :

- Methane: 65 – 95 %
- Ethane: 0 – 10 %
- Propane: 0 – 3 %
- Butanes: 0 – 1 %
- Pentanes 0 – 0.5 %
- Hexanes+: 0 – 0.3 %
- Nitrogen: 0 – 15 %
- Carbon dioxide: 0 – 10 %

III.6.2. La masse molaire du gaz

La masse molaire du gaz est définie comme la masse en [kg] d'une mole d'un mélange du gaz. Et il peut être calculé à l'aide de la composition du gaz, sous cette formule :

$$M_{\text{moy}} = \sum_{i=0}^n Y_i \cdot M_i \quad (\text{III.16})$$

M_{moy} : la masse molaire moyenne du gaz.

Y_i : la fraction molaire du chaque composant du gaz.

M_i : La masse molaire du chaque composant.

III.6.3. La masse volumique

La masse volumique est la quantité du gaz qui se trouve dans une unité de volume et elle dépend essentiellement de la température et de la pression du gaz et elle est donnée par la formule suivante :

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{III.17})$$

m : La masse du gaz [g].

V : Le volume du gaz [m³].

III.6.4. La densité relative

La densité relative est une grandeur sans unité et il est utilisé pour exprimer comment le gaz est lourd par rapport à l'air, il est définie comme le rapport entre la masse volumique du gaz et la masse volumique d'air dans les mêmes conditions de la température et de la pression.

$$Gr = \frac{\rho_{\text{gaz}}}{\rho_{\text{air}}} \quad (\text{III.18})$$

ρ_{gaz} : La masse volumique du gaz

ρ_{air} : La masse volumique de l'air

III.6.5. La viscosité

La viscosité est un paramètre qui présente la résistance du fluide à l'écoulement, c'est-à-dire plus la viscosité augmente plus l'écoulement du fluide est difficile.

La viscosité du gaz est affectée par la pression et la température. Contrairement aux liquides, la viscosité d'un gaz augmente avec l'augmentation de la température, ceci est de meme pour la pression.

Il existe deux types de viscosité : dynamique et cinématique

III.6.5.1. La viscosité dynamique

La viscosité dynamique (notée μ [mu]) est une grandeur physique qui caractérise la résistance à l'écoulement laminaire (écoulement plus ou moins dans la même direction) d'un fluide incompressible. La viscosité dynamique s'exprime en Pa.s.

$$\mu = \frac{\sum \mu_i Y_i \sqrt{M_i}}{\sum Y_i \sqrt{M_i}} \quad (\text{III.19})$$

μ_i : La viscosité dynamique du composant i

Y_i : Fraction molaire du composant i du mélange gazeux

M_i : Masse molaire du composant i

III.6.5.2. La viscosité cinématique

La viscosité cinématique en [stocks] est le quotient de la viscosité dynamique par la masse volumique du fluide.

$$\vartheta = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{III.20})$$

η : La viscosité cinématique [stocks]
 μ : La viscosité dynamique [poise]
 ρ : La masse volumique du gaz [kg/m³]

III.6.6. Le facteur de compressibilité

Le facteur de compressibilité est une grandeur sans dimension qui caractérise la déviation du comportement du gaz réel par rapport au gaz parfait. Il est définie comme le rapport entre le volume du gaz dans des conditions de température et de pression bien définis, et le volume du gaz occupé si le gaz est parfait aux mêmes conditions. Pour les gaz parfaits $Z=1$, mais pour les gaz réels il est définie comme suit :

$$Z = \frac{P.V}{R.T} \quad (\text{III.21})$$

Z : Le facteur de compressibilité
 P : La pression du gaz
 V : Le volume du gaz
 R : Constante des gaz universel
 T : La température du gaz

Cette grandeur dépend essentiellement de la masse volumique du gaz, la température, la pression et les propriétés du gaz.

Généralement le facteur de compressibilité est défini dans les laboratoires, mais il existe plusieurs méthodes qu'on peut l'utiliser pour la détermination de cette grandeur. Ces méthodes nécessitent la connaissance des paramètres critiques et pseudo-critiques du gaz

III.6.7. La pression pseudo-réduite

Cette pression est calculée sous la forme suivante :

$$P_{pr} = \frac{P}{P_c} \quad (\text{III.22})$$

Avec :

P : Pression du gaz
 P_c : Pression critique du gaz

III.6.8. La température pseudo-réduite

La température pseudo-réduite est sous la forme suivante :

$$T_{pr} = \frac{T}{T_c} \quad (\text{III.23})$$

T : la température du gaz

T_c : la température critique du gaz.

La pression pseudo-critique ou critique est calculée de la manière suivante :

$$P_c = \sum_{i=0}^n Y_i . P_{ci} \quad (\text{III.24})$$

La température pseudo-critique ou critique est calculée par la formule suivante :

$$T_c = \sum_{i=0}^n Y_i . T_{ci} \quad (\text{III.25})$$

Avec :

Y_i : la fraction molaire de chaque composant

P_{ci} : la pression critique du chaque composant

T_{ci} : la température critique du chaque composant.

Et parmi les méthodes les plus utilisées pour définir le facteur de compressibilité :

- La méthode de Standing-katz
- La méthode Dranchuk, Purvis, and Robinson
- Méthode d'AGA
- Méthode d'CNGA

III.6.7. Pouvoir calorifique

Les transactions commerciales sur le gaz naturel sont généralement basées sur le contenu énergétique du gaz obtenu en multipliant les volumes mesurés par le pouvoir calorifique supérieur.

Le pouvoir calorifique est la quantité de chaleur dégagée après la combustion du fluide avec le dioxygène (O_2).

Il existe deux types du pouvoir calorifique :

- **Pouvoir calorifique inférieur PCI:**

Il s'agit de la quantité totale de chaleur dégagée par la combustion, n'incluant pas la condensation de la vapeur d'eau contenue dans les fumées.

$$PCI = \frac{\sum_{i=0}^n Y_i.(PCI)_i}{Z} \quad (III.26)$$

- **Pouvoir calorifique supérieur PCS :**

Il s'agit de la quantité d'énergie dégagée par la combustion complète, d'où en prenant compte de la chaleur produite par la condensation de la vapeur d'eau. Concrètement, le PCS est égal à la somme du PCI et de la chaleur latente dans la vapeur d'eau produite par la combustion.

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

$$PCS = \frac{\sum_{i=0}^n Y_i.(PCS)_i}{Z} \quad (III.27)$$

$(PCS)_i$: Le pouvoir calorifique supérieur de chaque composant du gaz

$(PCI)_i$: Le pouvoir calorifique inférieur de chaque composant du gaz

Y_i : La fraction molaire de chaque composant du gaz

Z : Le facteur de compressibilité

III.6.8. Le point de rosée d'hydrocarbure

Le point de rosée hydrocarbure est la température (à une pression donnée) au cours de laquelle les composants d'hydrocarbures d'un mélange de gaz riches en hydrocarbures, comme le gaz naturel, commence à se condenser de la phase gazeuse.

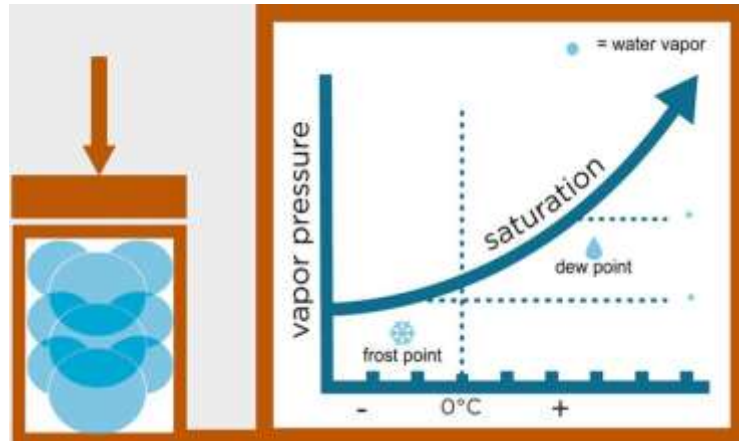


Figure III.1 : Le point de rosé

III.6.9. Le point de rosée eau

Le point de rosée eau d'un gaz soumis à un refroidissement à pression constante est déterminé par la valeur de la température à laquelle apparait la première goutte d'eau libre. Il est fonction de sa teneur en eau c'est-à-dire de la quantité d'eau présente sous forme de vapeur. Au point de rosée eau, le gaz est saturé en eau, cela signifie qu'à ces conditions la teneur en eau du gaz est maximale.

III.6.10. Chaleurs spécifiques C_p , C_v

La chaleur spécifique ou La capacité thermique massique est la quantité de chaleur nécessaire pour élever de $1[^\circ\text{C}]$ ou $1[\text{K}]$ une unité de masse d'un gaz, elle dépend de la structure moléculaire de l'état de la substance considérée. Elle est désignée avec les acronymes suivants dans les formules C_v ou C_p ou C_m .

C_v : Chaleur massique à volume constant ;

C_p : Chaleur massique à pression constante ;

C_m : Chaleur massique.

L'unité de la capacité thermique massique est le $[\text{J} / \text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}]$. [5]

III.7. Nombre de Reynolds

C'est un nombre sans dimensions qui a été mis en évidence en 1883 par Osborne Reynolds. C'est la caractéristique fondamentale permettant de définir le régime d'écoulement et de déterminer le coefficient de frottement hydraulique λ .

Il est défini pour une conduite circulaire de la manière suivante :

$$Re = \frac{V D_{int}}{\nu} = \frac{\rho V D_{int}}{\mu} \quad (\text{III.28})$$

V : vitesse moyenne de l'écoulement $[\text{m/s}]$

D_{int} : Diamètre intérieur $[\text{m}]$

ν : Viscosité cinématique du fluide [m^2/s]

μ : Viscosité dynamique du fluide [Pa.s]

ρ : Masse volumique du fluide [kg/m^3]

Expression du Re en fonction du débit volumique :

$$Q_v = V.S \quad \text{donc} \quad V = \frac{Q_v}{S} = \frac{4Q_v}{\pi D_{int}^2} \quad \text{ou} \quad S = \frac{\pi D_{int}^2}{4}$$

Q_v : Débit volumique du fluide [m^3/s]

V : Vitesse du fluide [m/s]

S : Section de passage du fluide [m^2]

Elle devient alors :

$$Re = \frac{4Q_v}{\nu \pi D_{int}} \quad (\text{III.29})$$

L'expression en fonction du débit massique :

$$Re = \frac{4Q_m}{\mu \pi D_{int}} \quad (\text{III.30})$$

Où Q_m est le débit massique du fluide [kg/s]

Afin de déterminer le régime d'écoulement, on doit passer par la définition des régimes de frontières et du Reynolds transitoire :

$$Retr = 11 \left(\frac{D_{int}}{2e} \right)^{1.5} \quad (\text{III.31})$$

III.8. Les régimes d'écoulement dans une canalisation

Il existe deux régimes d'écoulement :

III.8.1. Régime laminaire

Quand l'écoulement se fait par filet parallèle c'est à dire que les lignes de courant demeurent sensiblement parallèles à l'axe de la conduite, on parle d'écoulement stratifié. Il se produit dans la canalisation où la vitesse d'écoulement est faible et les pertes de charges sont alors proportionnelles à la vitesse.



Figure III.2 : Représentation de l'écoulement en régime laminaire

III.8.2. Régime turbulent

Apparaît lorsqu'il y a formation de tourbillons par des vitesses d'écoulement élevées (effet vortex), cet écoulement chaotique apparaît au centre de la conduite alors que sur la périphérie on distingue une couche laminaire limite.

On distingue deux zones de régime turbulent :

Zone A : Régime turbulent tube lisse qui a lieu lorsque la hauteur des aspérités est complètement recouverte par une couche limite laminaire. λ ne dépend que du Re .

Zone A : Régime turbulent frottement mixte qui a lieu à des vitesses d'écoulement plus élevées et la couche limite ne dépasse pas les aspérités. λ dépend de Re et de la rugosité ε .

Zone B : Régime turbulent tube rugueux, appelé aussi régime quadratique qui a lieu pour des vitesses d'écoulement très élevées. Les pertes de charge d'élèvent très fortement et elles deviennent proportionnelles à la vitesse au carré et la couche limite est pratiquement négligeable par rapport à la hauteur des aspérités. Dans ce cas λ ne dépendra que de la rugosité ε .

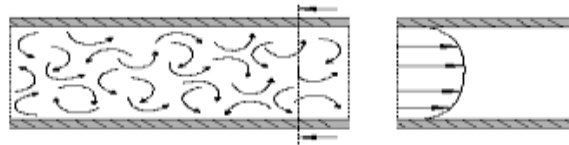


Figure III.3 : Représentation de l'écoulement en régime turbulent

Si $Re < 2300$: Régime tube lisse

$$\lambda = 0.067 \left(\frac{158}{Re} \right)^{0.2} \quad (III.32)$$

Si $2300 < Re < Re_{tr}$: Régime turbulent frottement mixte

Adamov :

$$\lambda = 0.01 \left(\frac{2,14 \cdot 10^6}{Re} + 15200\varepsilon \right)^{0.2} \quad (III.33)$$

Formule de Colebrook :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.14 - 2 \log \left[\varepsilon + \frac{3.57}{Re\sqrt{\lambda}} \right] \quad (III.34)$$

Une formule simplifiée peut aussi être utilisée :

$$\lambda = 0.067 \left(\frac{158}{Re} + \varepsilon \right)^{0.2} \quad (III.35)$$

Si $Re > Re_{tr}$: Régime quadratique

$$\lambda = 0.067(\varepsilon)^{0.2} \quad (III.36)$$

Avec : $\varepsilon = \frac{2e}{D_{int}}$

En tenant compte des pertes de charges locales (vannes, coudes...), il est recommandé d'effectuer une correction sur le coefficient de frottement λ en le majorant de 5% : [6]

$$\lambda_c = 1.05 \lambda \quad (\text{III.37})$$

II.7. Normalisation

II.7.1. La norme iso 5167

L'ISO 5167 est applicable uniquement aux appareils déprimogène dans lesquels l'écoulement reste subsonique dans tout le tronçon de mesurage et où le fluide peut être considéré comme monophasique; elle n'est pas applicable au mesurage d'un écoulement pulsé. De plus, chacun de ces appareils ne peut être utilisé que dans des limites spécifiées de diamètre de conduite et de nombre de Reynolds.

Les quatre parties formant l'ISO 5167 sont structurées comme suit :

L'ISO 5167-1 : donne des informations générales, telles que termes et définitions, symboles, principes et exigences, tout comme des méthodes pour le mesurage du débit et pour le calcul de l'incertitude.

L'ISO 5167-2 : spécifie les diaphragmes avec lesquels sont utilisées des prises de pression dans les angles, des prises de pression à D et à $D/2$ et des prises de pression à la bride.

\$I

L'ISO 5167-3 : spécifie les tuyères ISA 1932, les tuyères à long rayon et les Venturi-tuyères, lesquels diffèrent entre eux par leur forme et l'emplacement des prises de pression.

L'ISO 5167-4 : spécifie les tubes de Venturi classiques [12]

II.7.2. La norme ISO 5168

La norme ISO 5168 doit toujours être associée à la norme ISO 5167 parce qu'elle donne l'approche détaillée pour le calcul des incertitudes après avoir calculé le débit d'un fluide. Son évolution est passée par plusieurs révisions. Elle a été publiée en premier lieu en 1978, puis révisée et republiée en 1998, puis une dernière révision a été faite en 2005 qui dure jusqu'à maintenant.[13]

II.7.3. La norme AGA 3 – Orifice Metering of NG & HC Fluids Part 2

Elle représente les spécifications et exigences d'installation représentées pour les compteurs à orifice, en particulier les plaques à orifices, les portes-plaques à orifice, les robinets de détection, les débitmètres et les conditionneurs de débit et les longueurs de tube de compteur en amont et en aval sont représenté. Ainsi que l'étude de l'effet de la déflexion de la plaque à orifice.[14]

CHAPITRE IV :

**SIMULATION HYDRAULIQUE DES GAZODUCS
GEM SOUS PIPEPHASE 9.1 ET CALCUL DU REGIME
DE FONCTIONNEMENT DE LA STATION DE
COMPRESSION**

Chapitre IV : Simulation hydraulique des gazoducs GEM sous PIPEPHASE 9.1 et calcul du régime de fonctionnement de la station de compression

IV.1. Simulation hydraulique des gazoducs GO1, GO2 et GO3

Notre objectif dans cette partie est la réalisation d'une simulation hydraulique en stationnaire des trois gazoducs GO1, GO2 et GO3.

Cette simulation va comprendre la détermination des pressions aux points de soutirages (points de prélèvements gaz de sonelgaz PPG) et au niveau de la station de compression d'Ain Naga, ainsi que les débits d'arrivée au terminal de Oued Saf-Saf en tenant compte de la variation d'altitude ΔZ .

IV.1.2. La simulation

La simulation est un outil utilisé dans différents domaines de l'ingénierie et de la recherche en général, permettant d'analyser le comportement d'un système avant de l'implémenter et d'optimiser son fonctionnement en testant différentes solutions et différentes conditions opératoires. Elle s'appuie sur l'élaboration d'un modèle du système et permet de réaliser des scénarios et d'en déduire le comportement du système physique analysé.

La simulation connaît un vif intérêt depuis que cet outil informatique est à la portée des non informaticiens grâce à l'utilisation des interfaces graphiques et de techniques orientées.

En effet, les pro-logiciels proposent aujourd'hui une visualisation dynamique des flux, ce qui permet de voir ce qui se passe dans un système de façon très réaliste.

Le simulateur PIPEPHASE permettra d'étudier l'écoulement dans les pipes spécifiquement dans les gazoducs GO1/2/3 en introduisant les caractéristiques du fluide qui s'écoule.

IV.1.3. Présentation de PIPEPHASE 9.1

C'est un logiciel qui peut effectuer une simulation complète des problèmes des réseaux de canalisations et de l'écoulement de différents fluides, et peut utiliser divers composants du système, tels que des compresseurs, des pompes, des refroidisseurs d'air, des séparateurs...

PIPEPHASE avec différentes équations et corrélations déjà intégrées, calcule la variation de la pression et température pour les écoulements monophasiques et multiphasiques et interpréter leurs résultats sous fichier ECXEL.

Avant de l'utiliser il faut choisir le type d'application. Cela dépend des propriétés du fluide traversant le système.

Le type de fluide commande comment le programme peut obtenir les propriétés physiques nécessaires pour le calcul thermo-hydraulique.

Chapitre IV: Simulation hydraulique des gazoducs GEM sous PIPEPHASE 9.1 et calcul de régime de f fonctionnement de la station de compression

Il permet aussi de résoudre les problèmes posés par itération : il commence par une évolution primaire des débits au niveau des sources et à l'arrivée, puis les pressions sur tous les nœuds, après il ajuste ces valeurs jusqu'à ce qu'il atteigne une solution convergée en dessous d'une tolérance prédéfinie

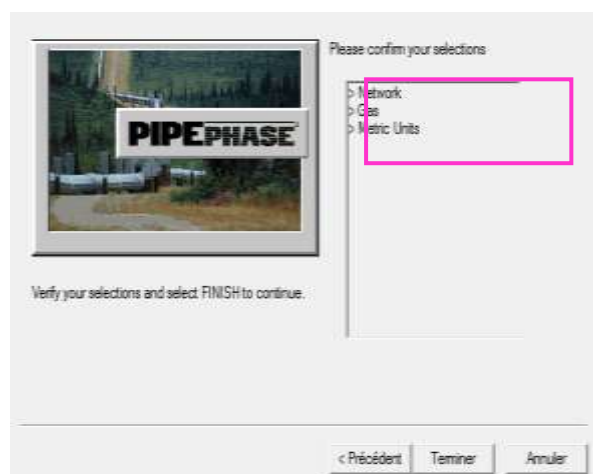
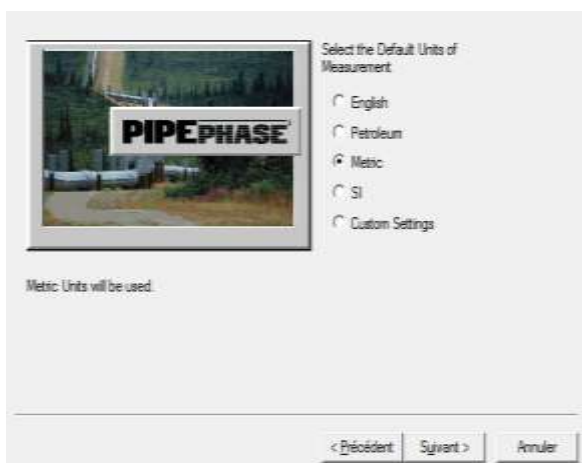
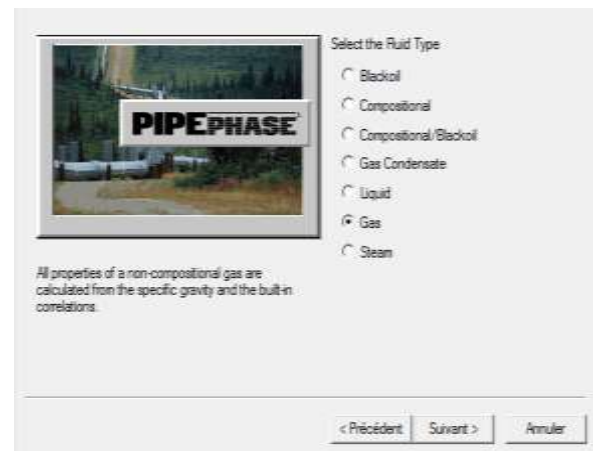
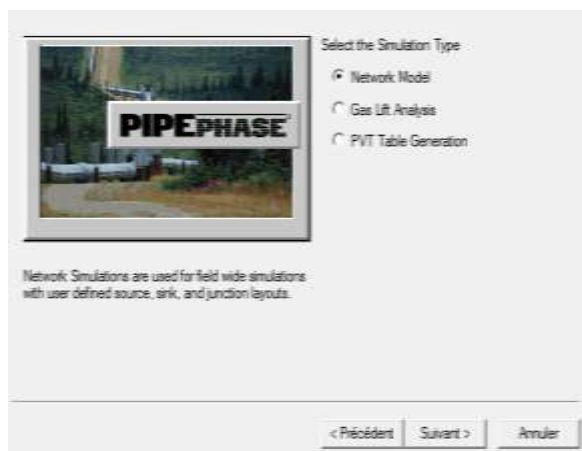
Autres fonctionnalités de PIPEPHASE :

- Il résout les équations qui définissent le rapport entre la chute de pression et le débit.
- Calcul des pertes de charges
- Calcul pour un débit connu la pression et effectuer le calcul inverse
- Il permet de faire une optimisation sur un système donnée.

IV.1.4. Les étapes à suivre pour une simulation sous PIPEPHASE

Pour faire une simulation sous PIPEPHASE, il faut commencer par :

- Sélectionner le type de simulation
- Sélectionner le type du fluide
- Sélectionner l'unité de mesure



Chapitre IV: Simulation hydraulique des gazoducs GEM sous PIPEPHASE 9.1 et calcul de régime de f fonctionnement de la station de compression

Ensuite, on insère les sources qui vont représenter les terminaux arrivé et départ et les soutirages, et les nœuds pour les postes de soutirages et pour l'emplacement de la station de compression.

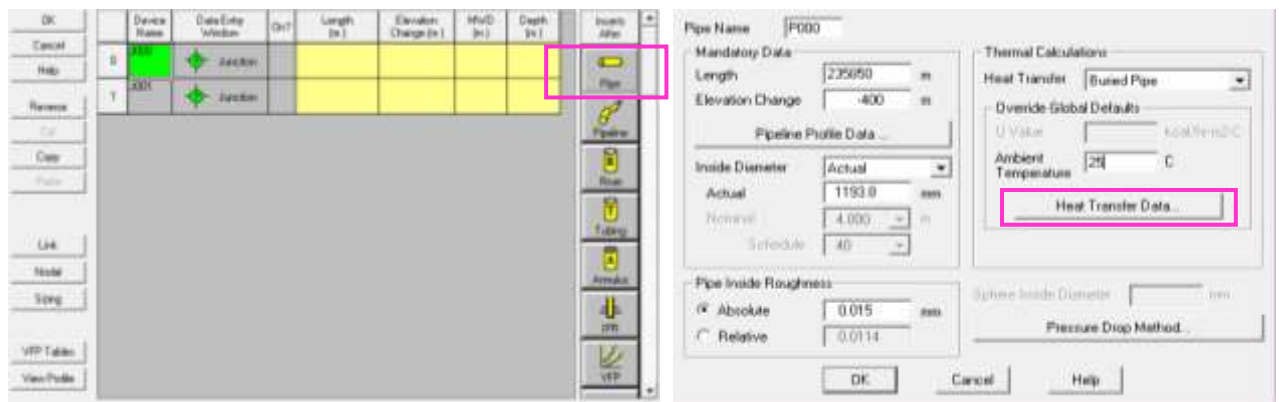
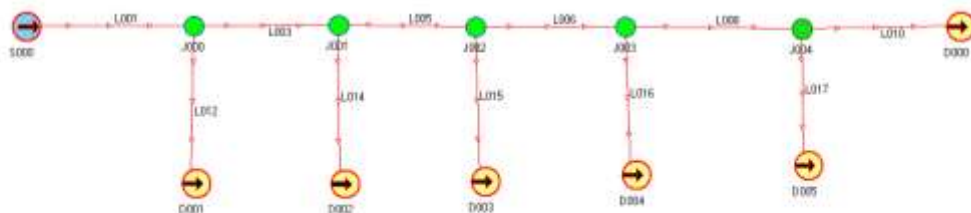
On relie ensuite les différentes sources et nœuds par des arcs, chaque arc peut contenir divers élément présent dans le système de transport à savoir pipe, station de compression etc. le choix d'un élément dans un arc est suivi par l'introduction des données correspondantes, exemple :Pour la ligne (longueurs, épaisseur, altitude, ...)



Source Départ

Source Arrivée

nœud



Surrounding Medium (Soil)	
Conductivity	1.9 kcal/hr-m-C
Viscosity	cP
Density	sp gr
Velocity	km/hr

Pipe	
Wall Thickness	12.7 mm
Buried Depth	800 mm
Conductivity	43 kcal/hr-m-C

Insulation		
Layer	Thickness mm	Conductivity kcal/hr-m-C
1	5	0.022
2		
3		
4		
5		

Heat Transfer Coefficient		
Inside		kcal/hr-m2-C
Outside		kcal/hr-m2-C
Radiation		kcal/hr-m2-C

OK Cancel Help

Chapitre IV: Simulation hydraulique des gazoducs GEM sous PIPEPHASE 9.1 et calcul de régime de f fonctionnement de la station de compression

Dans l'étape qui va suivre, nous allons fixer la pression à l'arrivée à 50 bars (pression d'arrivée exigée) et estimer le débit et nous allons estimer la pression au départ et fixer le débit à 0,7M m³/h.

Puis, on va fixer les débits de soutirages.

Source Name: S000 Short Name: S000

Mandatory Data

Pressure: ☐ Fixed ☐ Estimated 62.5 bar abs

Enthalpy: Temperature 49.25 C

Standard Flowrate

☒ Fixed 0.7 MM m3/hr ☐ Estimated MM m3/hr

Properties

☒ PVT Property Set 1 ☐ Use Reference Source...

Source Priority: 0

☐ Disable Source

OK Cancel Help

Sink Name: D001 Short Name: D001

☐ Injection Well

Mandatory Data

Pressure: ☒ Fixed 50 bar abs ☐ Estimated bar abs

Standard Flowrate

☐ Fixed MM m3/hr ☒ Estimated 0.5 MM m3/hr

☐ Disable Sink

OK Cancel Help

Sink Name: D001 Short Name: D001

☐ Injection Well

Mandatory Data

Pressure: ☐ Fixed ☒ Estimated 42 bar abs

Standard Flowrate

☐ Fixed MM m3/hr ☒ Estimated 0.000126 MM m3/hr

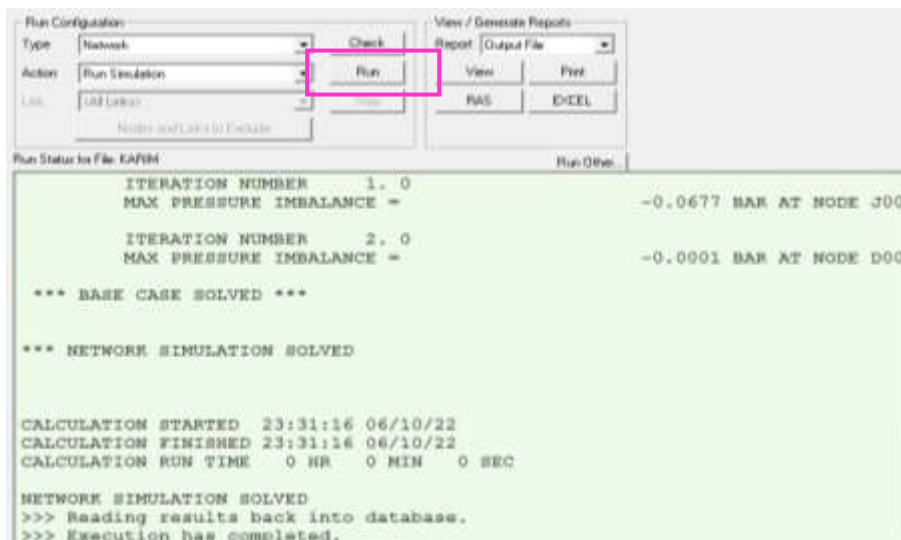
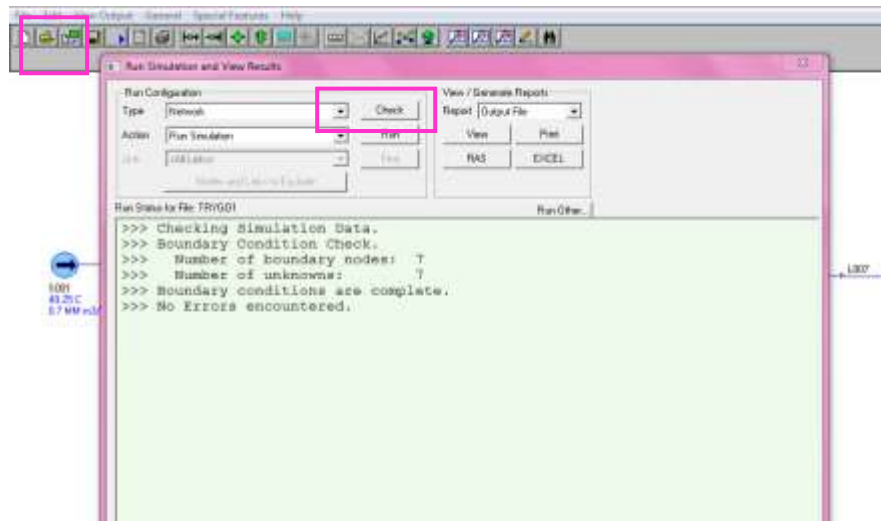
☐ Disable Sink

OK Cancel Help

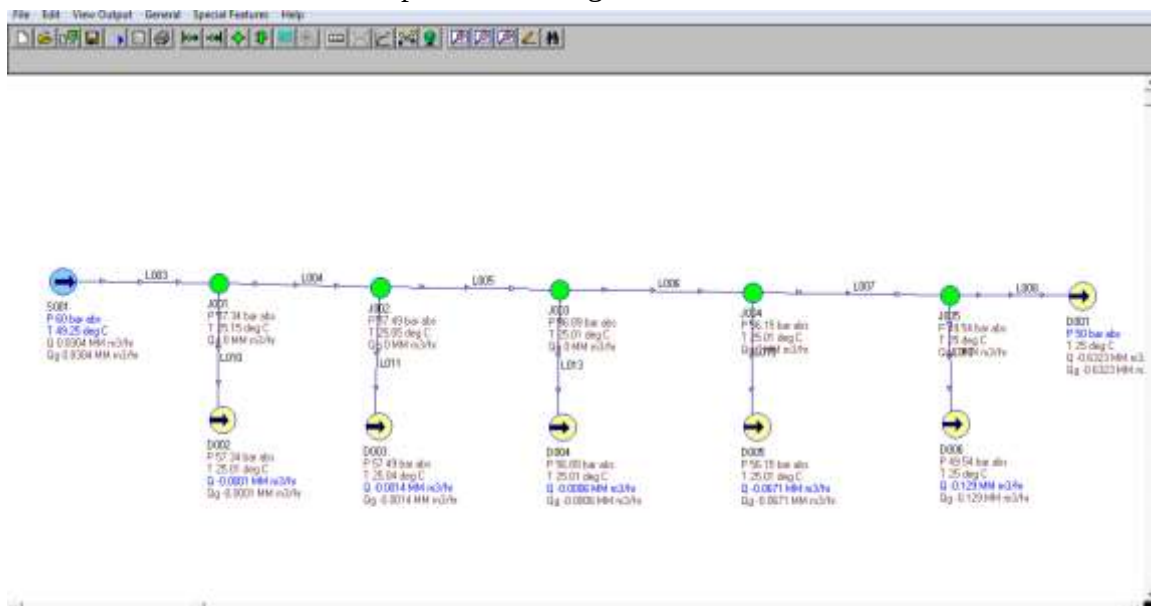
Une fois toutes les données introduites, on exécute la simulation en cliquant sur « check » pour contrôler si les conditions de la simulation sont vérifiées et s'il n'y a pas d'erreurs ensuite on « run » pour que le logiciel résolve la simulation.

Chapitre IV: Simulation hydraulique des gazoducs GEM sous PIPEPHASE 9.1 et calcul de régime de f fonctionnement de la station de compression

En cas d'erreur (Simulation not solved) il sera nécessaire vérifier nos données



On obtient la simulation suivante pour le cas du gazoduc GO1 :



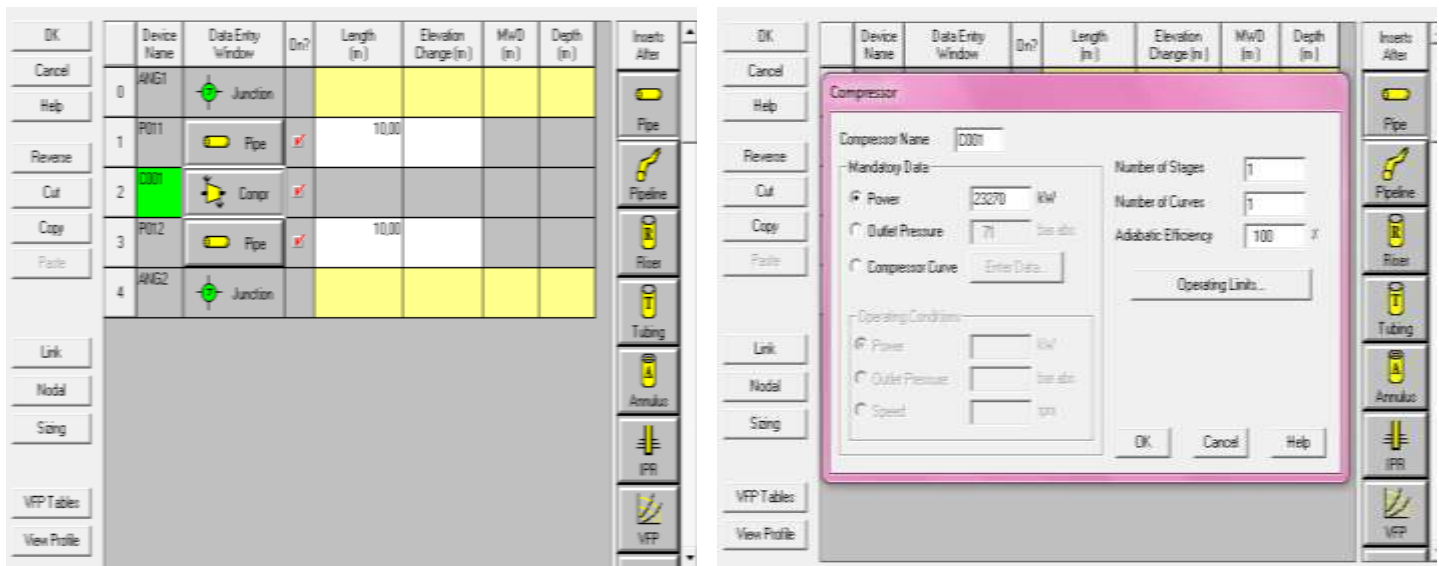
Chapitre IV: Simulation hydraulique des gazoducs GEM sous PIPEPHASE 9.1 et calcul de régime de f fonctionnement de la station de compression

On applique la même démarche pour la simulation du GO2 et le GO3 en ajoutant une station de compression

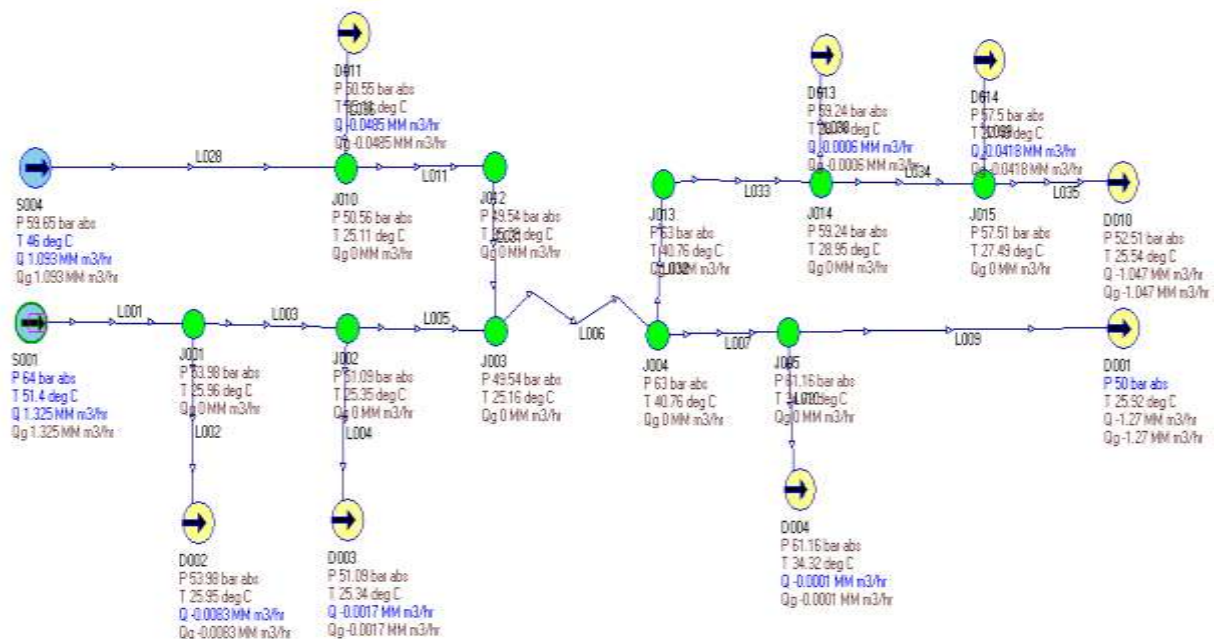
A l'entrée de la station les deux GO (1/2) rentrent dans un collecteur.

Remarque

Dans le cas actuel, le GO1 rentre dans la station de compression mais il n'est pas comprimé dans la à cause de la diminution de son débit, il est en écoulement libre contrairement aux deux autres gazoducs.[8]



On exécute et on obtient le résultat suivant :



IV.1.5. Interprétations

Après avoir obtenu les résultats de la simulation pour le cas étudié, on a pu trouver les pressions dans chaque point de soutirage et les débits d'arrivé au terminal arrivé.

Le débit diminue et il est égal au débit de départ moins les débits de soutirages.

La station d'Ain Nage aspire le débit de gaz avec une pression de 49,54 bars et refoule avec une pression de 63 bars, afin de pouvoir vaincre les pertes de charges et les élévations le long du gazoduc.

La température à la sortie de la station de compression augmente à 40,76°C à cause de l'effet de la compression puis diminue ensuite le long de la ligne.

Les résultats obtenus correspondent aux paramètres de fonctionnement actuels du GEM.

IV.2. Calcul du régime de fonctionnement d'une station de compression

La station de compression a pour but de relever la pression du gaz à sa valeur maximale de transport. Dans notre cas d'étude, le GO2 et le GO3 sont comprimés au niveau de la station de compression d'Ain Naga, par contre l'écoulement le long du GO1 est libre.

La station comprend 3 compresseurs centrifuges en service et un en redondance de type PCL 603/2 et elle se situe à un PK = 349 Km.

Dans ce qui suit, on va vérifier si les 3 compresseurs sont capables de comprimer le débit total véhiculé par des deux gazoducs (GO2+GO3) sans dépasser la limite de gavage. Pour cela il faut calculer la hauteur polytropique et définir le débit d'admission d'un compresseur et déterminer le point de fonctionnement.

A l'entrée de la station, les deux gazoducs rentrent dans un collecteur de débit et à la sortie du collecteur les débits transférés vers chaque compresseur sont identiques.[6]

IV.2.1. Compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges transforment l'énergie mécanique de rotation en augmentation de pression du gaz. Autrement dit, ils transforment la vitesse en pression.

Ils sont les plus utilisés dans l'industrie des pipelines, en raison de leur domaine d'application, de leurs prix moins élevé, leur souplesse d'exploitation et de leur bon rendement qui varie entre 0,7 – 0,85.

Les paramètres qui permettent le choix des compresseurs sont :

- Le débit du gaz à comprimer
- La pression de refoulement
- Le taux de compression

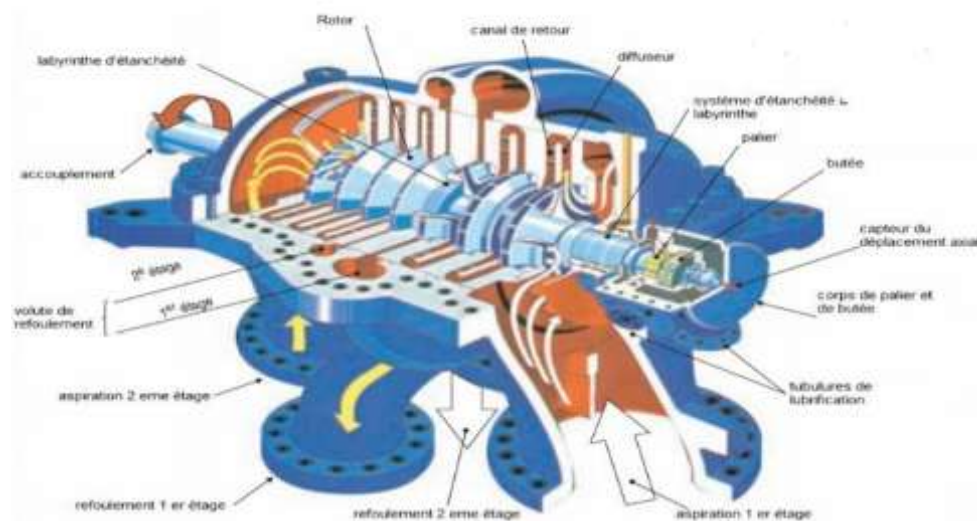


Figure IV.1 : Schéma d'un compresseur centrifuge

IV.2.3. Fonctionnement d'un compresseur centrifuge

Le compresseur tourne à vitesse élevée dans laquelle une ou plusieurs roues fournissent l'énergie nécessaire au transfert du gaz. Lorsque cette énergie doit être importante, il est nécessaire de prévoir plusieurs roues conduisant parfois à l'amélioration de ces machines par plusieurs étages de compression

L'augmentation de pression est assurée par les roues, les diffuseurs et les canaux de retour. La vitesse de rotation de la roue soumet le gaz à une force centrifuge qui se traduit par une augmentation de vitesse, de pression et de température dans la roue. Le diffuseur puis le canal permet de ramener le gaz dans la roue suivante en gagnant encore de la pression par rapport à celle de sortie par ralentissement de la vitesse du gaz. Les compresseurs centrifuges demandent une pression minimale et une autre maximale.

- Pression d'aspiration (Pression minimale) : c'est la pression minimale exigée par les compresseurs pour qu'ils fonctionnent.
- Pression de refoulement (Pression maximale) : c'est la pression maximale avec laquelle les stations refoulent le gaz.

IV.2.4. Courbes caractéristiques du compresseur

Il est possible de représenter tous les points de fonctionnement d'un compresseur sur un diagramme qui porte en abscisse le débit et en ordonnée la hauteur polytropique ou bien le taux de compression, à la pression, la température et la densité d'aspiration constant.

Tous les points où la vitesse développée par le compresseur est constante sont appelés : courbes des iso-vitesse.

Tous les points où le rendement du compresseur est constant sont appelés : courbes de iso-rendements.

Ces courbes sont utilisées pour le choix, l'étude et l'exploitation du compresseur. En plus de ces courbes, on trouve la ligne de pompage et de gavage. Une fois ces réseaux de courbes tracés, la connaissance de deux paramètres de fonctionnement du compresseur (taux de compression, débit massique) permettra de déduire les autres en reportant le point de fonctionnement sur le diagramme.

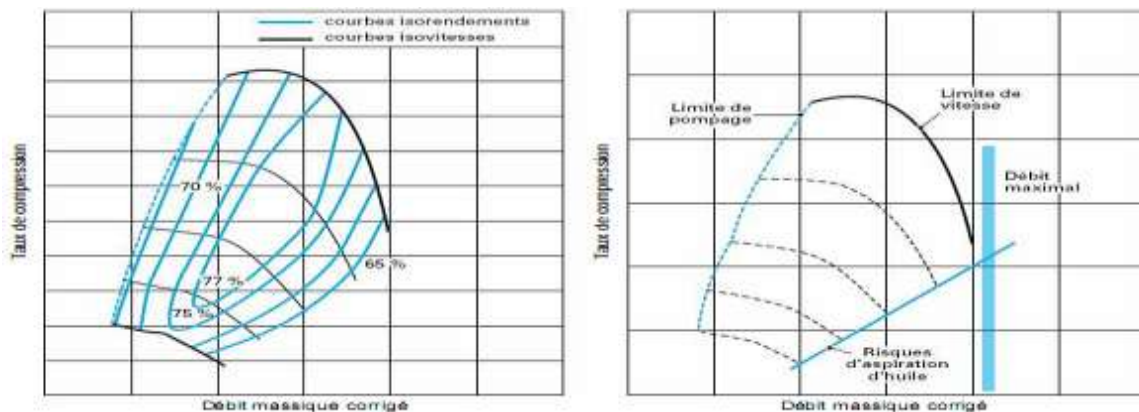


Figure IV.2: Courbes caractéristiques du compresseur centrifuge

- **Limite de pompage**

Le phénomène du pompage est le résultat d'une réduction de débit causant l'incapacité du compresseur qui marche à une vitesse donnée, à pomper contre la hauteur de pression demandée.

A ce moment, une inversion du sens de l'écoulement se produit, ainsi qu'une chute de la hauteur de pression. Ceci se produit en une fraction de seconde et le cycle se répète ainsi provoquant des vibrations et des tonnassions puissantes pouvant détruire l'ensemble du compresseur et des tuyauteries associées et mettre le personnel en danger.

Il est obligatoire de procéder au recyclage pour augmenter artificiellement le débit dans le compresseur, ou bien diminuer le taux de compression en agissant sur la vitesse de rotation du compresseur.

- **Limite de gavage**

L'examen d'une courbe caractéristique à vitesse donnée montre qu'au-delà d'un certain débit la hauteur utile diminue de plus en plus, vers les hauts débits. Le rendement diminue également très vite. Toute augmentation de puissance ne permet qu'une très faible augmentation de débit. On dit qu'on est entré dans la zone de gavage du compresseur qui correspond aux débits limites réalisables par le compresseur.

- **La vitesse maximale**

Le diagramme est limité vers le haut par la courbe de la vitesse de rotation maximale du compresseur.

- **La vitesse minimale**

Vers les faibles vitesses, généralement il n'y a pas de limitation, sauf si éventuellement il existait dans cette zone une fréquence critique dangereuse du rotor du compresseur.

La courbe caractéristique représentée à une forme en cloche, où seule la partie à droite du sommet est en pratique exploitable.

Le point de fonctionnement doit se situer à l'intérieur de ces deux limites.[7]

IV.2.5. Les paramètres caractéristiques du régime de fonctionnement d'une station

IV.2.5.1. Pression d'aspiration du compresseur

La pression d'aspiration du compresseur est :

$$P^c_{asp} = P^{st}_{asp} - \Delta P_{asp} \quad (IV.1)$$

$$\Delta P_{asp} = 0,5 \text{ bar}$$

Entre l'aspiration de la station de compression et l'aspiration du compresseur, on a une perte de pression qui est due au passage des gaz par les filtres et le système de canalisation à l'entrée de la station.

IV.2.5.2. Pression de refoulement du compresseur

La pression de refoulement de la station plus les pertes de charges au refoulement nous donnent la pression de refoulement du compresseur.

$$P_{ref}^c = P_{ref}^{st} - \Delta P_{ref} \quad (IV.2)$$

$\Delta P_{ref} = 0,5$ bar sans réfrigération

$\Delta P_{ref} = 1$ bar avec réfrigération du gaz à la sortie du compresseur

IV.2.5.3. Taux de compression (ε)

Il définit le rapport entre la pression de refoulement et la pression d'aspiration du compresseur :

$$\varepsilon = \frac{P_{ref}}{P_{asp}} \quad (IV.3)$$

P_{ref} : Pression de refoulement du compresseur

P_{asp} : Pression d'aspiration du compresseur

IV.2.5.4. Température de refoulement

Elle désigne la température à la sortie du compresseur :

$$T_{ref} = T_{asp} \cdot \varepsilon^{\frac{k-1}{k-\eta}} \quad (IV.4)$$

k : Coefficient polytropique tel que : $k = \frac{\log \varepsilon}{\log \varepsilon - \log(T_{ref}/T_{asp})}$

η : Rendement isentropique du compresseur

IV.2.5.5. Constante thermodynamique de gaz (R_g)

$$R_g = \frac{R_{air}}{\Delta} \quad (IV.5)$$

R_{air} : La constante universelle des gaz pour l'air

Δ : La densité relative du gaz

IV.2.5.6. Le facteur de compressibilité à l'aspiration (Z_{asp})

$$Z_{asp} = 1 - 2 \times 10^6 \cdot \Delta^{1,5} \cdot \frac{P_{asp}^c}{T_{asp}^{3,5}} \quad (IV.6)$$

Z_{asp} : Facteur de compressibilité aux conditions d'aspiration

P^c_{asp} : Pression d'aspiration du compresseur

T_{asp} : Température aux conditions d'aspiration

IV.2.5.7. La masse volumique aux conditions d'aspiration (ρ_{asp})

$$\rho_{asp} = \frac{P^c_{asp}}{Z_{asp} \cdot R_g \cdot T_{asp}} \quad (IV.7)$$

IV.2.5.8. Le débit volumique d'aspiration (Q_{asp})

$$Q_{asp} = \frac{\rho_{st} \cdot Q^c_{st}}{\rho_{asp}} \quad (IV.8)$$

ρ_{st} : la densité du gaz aux conditions de la station

ρ_{asp} : La masse volumique aux conditions d'aspiration

Q^c_{st} : Le débit de la station par compresseur

Avec :

$$Q^c_{st} = \frac{Q_{st}}{n} \quad (IV.9)$$

Et :

$$\rho_{st} = \Delta \cdot \rho_{air}^{st} \quad (IV.10)$$

IV.2.5.9. La hauteur adiabatique de refoulement total

Elle représente le travail à effectuer pour comprimer l'unité de poids de la pression P_1 à la pression P_2 au cours d'une transformation adiabatique réversible et donc isentropique.

$$H_{ad} = \frac{1}{g} \cdot Z_{asp} \cdot R_g \cdot T_{asp} \cdot \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) (\varepsilon^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) \quad (IV.11)$$

H_{ad} : Hauteur adiabatique [m]

γ : Coefficient adiabatique

R_g : Constante thermodynamique de gaz [J/kg°K]

IV.2.5.10. La hauteur polytropique de refoulement total

On peut calculer le travail polytropique de la transformation réversible qui tient compte des échanges et des pertes internes, en remplaçant l'exposant adiabatique par l'exposant polytropique.[6]

$$H_{pol} = \frac{1}{g} \cdot Z_{asp} \cdot R_g \cdot T_{asp} \cdot \left(\frac{k}{k-1}\right) \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \quad (IV.12)$$

H_{pol} : Hauteur polytropique [m]

k : Coefficient polytropique.

IV.2.6. Calcul de vérification de la compression

Introduction des données :

Tableau IV.1 : Données de calcul du régime de la station de compression

Données	
Paramètre	Valeur
Q2 (m3/h)	1274999,952
Q3 (m3/h)	1047999,99
Qc (m3/h)	2418999,942
Pression d'aspiration [Pa]	4950000
Pression de refoulement [Pa]	6300000
Température d'asp [°K]	298,55
Température de ref [°K]	312,15
Température de l'air [°K]	295,15
Δ	0,6416
Densité	0,77917053
Rair	287,1
ρ_{air}	1,206
N de compresseurs	3
niveau de la station [m]	-3
Vitesse de rotation nominale [tr/min]	6500

Résultats sur les paramètres caractéristiques de fonctionnement de la station

Tableau IV.2: Résultats des calculs

Paramètres de calcul	
ε (taux de compression)	1,27041742
coeff polytropique k	1,143698774
R_g	447,4750623
Z_{asp}	0,882122621
ρ_{asp}	39,88255622
$Q_{st/c}$	806333,3138
ρ_{st}	0,7737696
Q_{asp} [m3/h]	15643,83693
H_{pol} [m]	4355,382393

Maintenant qu'on a le débit d'aspiration et la hauteur polytropique, on pourra déterminer le point de fonctionnement de la station et vérifier si il est dans sa plage de fonctionnement.

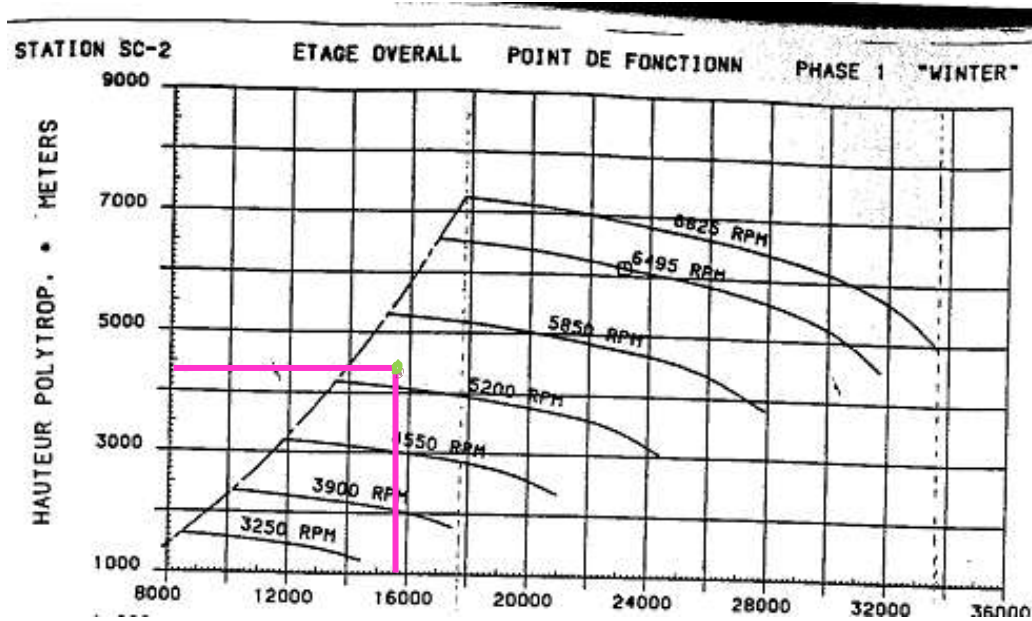


Figure IV.3 : Courbe caractéristique du compresseur centrifuge (la hauteur polytropique en fonction du débit)

On peut donc déduire la vitesse de rotation du compresseur

η	0,79
n [tr/min]	5400
$\%n$	80,59701493

IV.7. Interprétation

D'après la courbe présentée dans la figure IV.3, on arrive à constater que le point de fonctionnement se situe dans la plage de fonctionnement de la station, donc on peut comprimer les deux gazoducs dans la station en toute sécurité.

CHAPITRE V :
DETERMINATION DU FACTEUR DE
COMPRESSIBILITE PAR LA NORME AGA NX 19 ET
AGA 8

CHAPITRE V : Détermination du facteur de compressibilité par la norme AGA NX 19 et AGA 8

V.1. Introduction

D'après la norme ISO 5167, le calcul du débit de fluide et le dimensionnement de la plaque à orifice nécessite d'abord la détermination du le facteur de compressibilité.

Et pour réaliser ces calculs il existe plusieurs méthodes qu'on peut utiliser, dans notre cas, on va opter pour les deux (2) normes suivantes :

- AGA NX 19
- AGA 8

Lors du dimensionnement d'un banc de comptage et du calcul du facteur de compressibilité et de la masse volumique du gaz il est nécessaire d'utiliser la pression minimale et la température maximale pour qu'on prenne en compte le cas le plus défavorable dans le comptage de gaz, car la variation de la température et de la pression au cours d'exploitation peut influencer sur le débit volumique qu'on doit mesurer et aussi sur la précision du diaphragme.

On va comparer entre les résultats trouvés par les deux normes AGA NX19 et AGA 8 d'un point de vue de facteur de compressibilité de la masse volumique.

V.2. Définition de la norme AGA NX19

La norme AGA NX19 est une norme américaine utilisée pour la détermination de facteur de compressibilité Z, et c'est parmi les normes les plus utilisées. Ces calculs se basent sur :

- La pression et la température d'exploitation
- La composition chimique de gaz et surtout le pourcentage du dioxyde de carbone CO₂ et l'azote N₂
- La masse molaire de gaz.

V.2.1. Les étapes de calcul

L'objectif du calcul par la norme AGA NX19 est de déterminer le facteur de compressibilité Z qui est donné par la relation suivante :

$$Z = \frac{1}{F_{pv}} \quad (V.1)$$

Avec :

F_{pv} : le facteur de surcompressibilité.

$$F_{pv} = \frac{\sqrt{\frac{B}{D} - D + \frac{n}{3\pi}}}{1 + \frac{0.00132}{T^{3.25}}} \quad (V.2)$$

Pour déterminer le facteur de compressibilité afin de calculer la masse volumique ρ il nécessaire de passer par plusieurs étapes et calculer plusieurs paramètres.

V.2.1.1. La masse molaire

Il faut d'abord avoir la composition chimique de gaz, la quantité de chaque composant ainsi que leurs masses molaires.

$$M_g = \sum_{i=0}^n Y_i \cdot M_i \quad (V.3)$$

Avec:

M_g : la masse molaire moyenne du gaz [g/mol].
 Y_i : fraction molaire du composant « i » [%mol].
 M_i : masse molaire du composant « i » [g/mol].

V.2.1.2. La densité relative du gaz

La densité relative est sous la forme suivante :

$$Gr = \frac{M_g}{M_{air}} \quad (V.4)$$

Avec :

M_{air} : masse molaire de l'air [g/mol].
 $M_{air} = 28.9625$ [g/mol].

V.2.1.3. Les différents paramètres et coefficients empiriques

Les paramètres ci-dessous sont les paramètres essentiels pour trouver le facteur de compressibilité Z , mais la plupart de ces paramètres n'ont aucun sens physique.

- Le paramètre B :

$$B = \frac{3 - mn^2}{9m\pi^2} \quad (V.5)$$

- Le paramètre m :

$$M = 0,0330378 (\tau)^{-2} - 0,0221323 (\tau)^{-3} + 0,0161353 (\tau)^{-5} \quad (V.6)$$

- Le paramètre n :

$$n = \frac{0,265827 \tau^{-2} + 0,0457697 (\tau)^{-4} - 0,133185 (\tau)^{-1}}{m} \quad (V.7)$$

- Le paramètre τ :

$$\tau = \frac{T_{adj} + 460}{500} \quad (V.8)$$

- Le paramètre π :

$$\pi = \frac{P_{adj} + 14,7}{1000} \quad (V.9)$$

- La pression ajustée P_{adj} : en [PSIG]

$$P_{adj} = \frac{157,47 \cdot Pf_1}{160,8 - 7,22Gr + (Mc - 0,392Mn)} \quad (V.10)$$

Avec :

Pf_1 : pression statique minimale du gaz dans les conditions d'exploitation en [PSIG].

Mc : pourcentage molaire de CO_2 .

Mn : pourcentage molaire de N_2 .

- La température ajustée T_{adj} : en [°F]

$$T_{adj} = \frac{226,29 \cdot Tf}{99,5 + 211,9Gr + (Mc - 1,681Mn)} - 460 \quad (V.11)$$

- Le paramètre D :

$$D = (b + \sqrt{b^2 + B^3})^{1/3} \quad (V.12)$$

- Le paramètre b :

$$b = \frac{9n - 2mn^3}{54mn^3} - \frac{E}{2m\pi^2} \quad (V.13)$$

- Le paramètre E :

Pour calculer ce paramètre, il faut d'abord trouver la plage de ces paramètres : P , T , π , τ

1er cas:

Si :

- $0 < \pi < 2$
- $0 < P < 2000$ Psia
- $1,09 < \tau < 1,4$
- $85 < T < 240^\circ F$

Alors :

$$E = E_1 = 1 - 0,00075 \pi^{2,3} e^{(-20(\tau - 1,09))} - 0,0011(\tau - 1,09)^{0,5} \pi^2 (2,17 + 1,4(\tau - 1,09)^{0,5} - \pi)^2 \quad (V.14)$$

2eme cas:

Si :

- $0 < \pi < 1,3$
- $0 < P < 1300$ Psia
- $0,84 < \tau < 1,09$
- $-40 < T < 85^\circ F$

Alors :

$$E = E_2 = 1 - 0,00075 \pi^{2,3} (2 - e^{(20(\tau-1,09))}) - 1,317(1,09 - \tau)^4 \pi (1,69 - \pi^2) \quad (V.15)$$

3eme cas:

Si :

- $1,3 < \pi < 2$
- $1300 < P < 2000$ Psia
- $0,88 < \tau < 1,09$
- $-20 < T < 85^\circ\text{F}$

$$E = E_3 = 1 - 0,00075 \pi^{2,3} (2 - e^{(20(\tau-1,09))}) + 0,455(200(1,09 - \tau)^6 - 0,03249(1,09 - \tau) + 2,0167(1,09 - \tau)^2 - 18,028(1,09 - \tau)^3 + 42,844(1,09 - \tau)^4)(\pi - 1,3)(1,69.2^{1,25} - \pi^2) \quad (V.16)$$

4eme cas:

- $1,3 < \pi < 2$
- $1300 < P < 2000$ Psia
- $0,84 < \tau < 0,88$
- $-40 < T < 20^\circ\text{F}$

Alors :

$$E = E_4 = 1 - 0,00075 \pi^{2,3} (2 - e^{(20(\tau-1,09))}) + 0,455(200(1,09 - \tau)^6 - 0,03249(1,09 - \tau) + 2,0167(1,09 - \tau)^2 - 18,028(1,09 - \tau)^3 + 42,844(1,09 - \tau)^4)(\pi - 1,3)(1,69.2^{1,25 + 80(0,88 - \tau)^2} - \pi^2) \quad (V.17)$$

5eme cas:

- $2 < \pi < 5$
- $2000 < P < 5000$ Psia
- $0,84 < \tau < 0,88$
- $-40 < T < 20^\circ\text{F}$

Alors :

$$E = E_{5a} = E_4 - Y \quad (V.18)$$

6eme cas:

- $2 < \pi < 5$
- $2000 < P < 5000$ Psia
- $0,88 < \tau < 1,09$
- $-20 < T < 85^\circ\text{F}$

Alors :

$$E = E_{5b} = E_3 - Y \quad (V.19)$$

7eme cas:

- $2 < \pi < 5$
- $2000 < P < 5000$ Psia
- $1,09 < \tau < 1,32$

- $85 < T < 200^{\circ}\text{F}$

Alors :

$$E = E_{5c} = E_1 - Y \quad (\text{V.20})$$

8eme cas:

- $2 < \pi < 5$
- $2000 < P < 5000 \text{ Psia}$
- $1,32 < \tau < 1,40$
- $200 < T < 240^{\circ}\text{F}$

Alors :

$$E = E_6 = E_{5c} - U \quad (\text{V.21})$$

❖ Les paramètres : U, A, A₁, A₂, A₃ et Y

$$U = (\tau - 1,32)^2(\pi - 2)(3 - 1,483(\pi - 2) - 0,1(\pi - 2)^2 + 0,0833(\pi - 2)^3)$$

$$A = 1,7172 - 2,33123.\tau - 1,56796.\tau^2 + 3,47644.\tau^3 - 1,28603.\tau^4$$

$$A_1 = 0,016299 - 0,028094.\tau + 0,48782.\tau^2 - 0,728221.\tau^3 + 0,27839.\tau^4$$

$$A_2 = -0,35978 + 0,51419.\tau + 0,16453.\tau^2 - 0,52216.\tau^3 + 0,19687.\tau^4$$

$$A_3 = 0,075255 - 0,10573.\tau - 0,058598.\tau^2 + 0,14416.\tau^3 - 0,054533.\tau^4$$

$$Y = A(\pi - 2) + A_1(\pi - 2)^2 + A_2(\pi - 3)^2 + A_3(\pi - 2)^4$$

V.2.1.4. La masse volumique

Après le calcul des paramètres ci-dessus, on calcul le facteur de compressibilité Z afin de trouver la masse volumique du gaz qui est sous la forme suivante :[10]

$$\rho = \frac{PMg}{ZRT} \quad (\text{V.22})$$

Avec :

P : la pression minimal aux conditions d'exploitation en Pascal.

T : la température maximale aux conditions d'exploitation en Kelvan.

Mg : la masse molaire moyenne du gaz [g/mol].

R : constante des gaz (R = 8,314 J/mol.K).

Z : le facteur de compressibilité.

V.2.2. Les résultats de calcul

Après montrer les lois nécessaires pour calculer la masse volumique afin de déterminer le débit massique de chaque gazoduc, les tableaux ci-dessus contiennent les données, les conversions et les résultats des calculs en utilisant la norme AGA NX-19.

V.2.2.1 Gazoduc GO1

La composition chimique et la masse molaire moyenne du gaz

Tableau V.1: La composition chimique et la masse molaire moyenne du gaz

composition du gaz	Masse molaire M_i	Fraction molaire Y_i	$Y_i \cdot M_i$
C1	16,043	85,19	13,6670317
C2	30,07	9,7	2,91679
C3	44,097	1,51	0,6658647
iC4	58,123	0,1	0,058123
nC4	58,123	0,18	0,1046214
iC5	72,15	0,03	0,021645
nC5	72,15	0,03	0,021645
C6+	86,177	0,03	0,0258531
CO2	44,01	1,98	0,871398
N2	28,0134	1,2	0,3361608
He	4,0026	0,05	0,0020013

• Calcul de la masse molaire moyenne :

Mg [g/mol]	18,691134
------------	-----------

• Calcul de la densité relative Gr :

Masse molaire de l'air M_{air} (g/mol)	28,9625
Densité relative Gr	0,64535637

Les paramètres et coefficients empiriques

Tableau V.2: Données de calcul et leurs conversions

Données	
Parametre	Valeur
Pression minimale [bar]	47
Température maximale [°C]	50
Conversion (P et T)	
Pression [PSIG]	666,9814152
Température [°R]	581,67
Pression [PSIA]	681,6773639
Température [°F]	122

Pour convertir les données ci-dessus

- P en PSIG = P en PSIA -14,5037737*1,01325
- P en PSIA = P en bar * 14,5037737
- T en °R = $(T \text{ en } ^\circ\text{C} * \frac{9}{5}) + 491.67$
- T en °F = $(T \text{ en } ^\circ\text{C} * \frac{9}{5}) + 32$

Détermination des paramètres nécessaires pour le calcul de Fpv

Tableau V.3 : Détermination des paramètres nécessaires pour le calcul de Fpv

Pression ajustée Padj	668,3242015
Température ajustée	97,97263708
π	0,683024202
T	1,115945274
M	0,019926744
N	6,203908953
B	26,68992637
U	-0,251665188
A	-0,000113044
A1	0,012162796
A2	-0,001418727
A3	6,18542E-05
Y	0,039077105

Détermination du paramètre E :

Tableau V.4 : Détermination du paramètre E

		Choix du E selon P, T, τ , π
E1	0,999571852	Refuse
E2	0,999899695	Accepté
E3	1,001046605	Refuse
E4	1,000567255	Refuse
E5a	0,961490149	Refuse
E5b	0,961969499	Refuse
E5c	0,960494747	Refuse
E6	1,212159935	Refuse

Nous avons choisi la valeur d'E=E2 car nous avons confirmé que la pression d'exploitation, la température d'exploitation, τ et π sont pris dans la plage d'utilisation d'E2.

Calcul des deux paramètres b et D:

Tableau V.5 : Résultats sur les paramètres b et D

B	81,30961578
D	6,226389642

Calcul du facteur surcompressibilité, de compressibilité Z et la masse volumique ρ :

Tableau V.6 : Résultats de calcul sur Fpv, Z et ρ

Résultats finaux	
Fpv	1,0420416
Z	0,9209369
ρ	35,504993

V.2.2.2. Le gazoduc GO2

La composition et la masse molaire moyenne du gaz

Tableau V.7 : La composition chimique et la masse molaire moyenne du gaz

	Masse molaire M_i	Fraction molaire Y_i	$Y_i \cdot M_i$	La masse molaire M_g
C1	85,74	85,19	13,7552682	
C2	9,36	9,7	2,814552	
C3	1,44	1,51	0,6349968	
iC4	0,1	0,1	0,058123	
nC4	0,17	0,18	0,0988091	
iC5	0,03	0,03	0,021645	
nC5	0,03	0,03	0,021645	
C6+	0,03	0,03	0,0258531	
CO2	1,9	1,98	0,83619	
N2	1,15	1,2	0,3221541	
He	0,05	0,05	0,0020013	
Mg[g/mol]		18,5912376		

La densité gravitaire Gr

Mair	28,9625
La densité gravitaire Gr	0,64190721

Détermination des paramètres nécessaires pour le calcul de Fpv

On poursuit le calcul des autres paramètres par la même méthode que le gazoduc GO1 jusqu'à ce qu'on obtient le facteur de compressibilité Z et la masse volumique du gaz qui traverse la conduite.

Détermination du facteur de compressibilité et la masse volumique

Tableau V.8 : Résultats sur Z et ρ

Z	0,921858693
ρ	35,27992257

V.2.2.3. Le gazoduc GO3

La composition et la masse molaire moyenne du gaz

Tableau V.9 : La composition chimique et la masse molaire moyenne du gaz

Composition du gaz	Mi	Yi	Yi*Mi
C1	16,043	85,77	0,493374479
C2	30,07	9,33	0,011053206
C3	44,097	1,43	0,000385935
iC4	58,123	0,1	2,5003E-06
nC4	58,123	0,17	7,25708E-06
iC5	72,15	0,03	2,8584E-07
nC5	72,15	0,03	2,85462E-07
C6+	86,177	0,03	3,51873E-07
CO2	44,01	1,9	0,000666948
N2	28,0134	1,15	0,00015468
He	4,0026	0,05	4,1775E-08

La masse molaire moyenne

Mg [g/mol]	18,5826198
------------	------------

Calcul de la densité relative

Mair (g/mol)	28,9625
Gr	0,64160966

Détermination du facteur de compressibilité et de la masse volumique :

Tableau V.10 : Résultats sur Z et ρ

Z	0,921937582
ρ	35,26055141

V.3. Définition de la norme AGA 8 :

La norme AGA 8 est une méthode qui fournit les informations techniques nécessaires pour calculer les propriétés thermodynamiques y compris le facteur de compressibilité et la masse volumique du gaz naturel. Cette méthode se base sur la composition chimique du gaz ainsi que la pression et la température d'exploitation.

AGA 8 utilise un algorithme mathématique compliqué et difficile pour le résoudre manuellement pour cela on utilise généralement des logiciels qui font le calcul.

Et parmi les calculateurs utiliser pour déterminer le facteur de compressibilité et la masse volumique par la norme AGA 8 est SGS qui se base sur EXCEL.

Lors du calcul sur SGS il suffit d'introduire la composition chimique du gaz, la pression et la température d'exploitation.

V.3.1. Pour GO1 :

Détermination du facteur de compressibilité et de la masse volumique selon AGA 8

On introduit la composition chimique du gaz ainsi que les conditions de dimensionnement qui sont la température maximale et la pression minimale (conditions défavorables).[11]

Dans notre cas :

P = 47 bars et T = 50°C

The screenshot shows the 'AGA 8 Calculation' window. It includes a table of gas components with their mole percentages and normalized values. On the right, there are input fields for temperature (50.00 °C) and pressure (47.00 bara). Below these, the 'RESULTS' section displays calculated values for 1985 and 1994 standards, including M Weight, Base Compressibility, Base Density, Line Compressibility, and Line Density. The 1994 Line Compressibility value (0.9225) is highlighted with a yellow box.

Component		Mole %	Normalised
Methane	C1	85,19 %	85,19 %
Ethane	C2	9,70 %	9,70 %
Propane	C3	1,51 %	1,51 %
i-Butane	iC4	0,10 %	0,10 %
n-Butane	nC4	0,18 %	0,18 %
i-Pentane	iC5	0,03 %	0,03 %
n-Pentane	nC5	0,03 %	0,03 %
Hexane	C6	0,03 %	0,03 %
Heptane	C7	0,00 %	0,00 %
Octane	C8	0,00 %	0,00 %
Nonane	C9	0,00 %	0,00 %
Decane	C10	0,00 %	0,00 %
Nitrogen	N2	1,20 %	1,20 %
Carbon Dioxide	CO2	1,98 %	1,98 %
Carbon Monoxide	CO	0,00 %	0,00 %
Hydrogen	H2	0,00 %	0,00 %
H2S	H2S	0,00 %	0,00 %
Water	H2O	0,00 %	0,00 %
Oxygen	O2	0,00 %	0,00 %
Helium	He	0,05 %	0,05 %
Argon	Ar	0,00 %	0,00 %
TOTAL		100,00 %	100,00 %

Temp: 50,00 °C
Press: 47,00 bara

1985 RESULTS
M Weight: 18,6911 kg/kmol
Base Compressibility: 0,9974
Base Density: 0,7926 kg/m³
Line Compressibility: 0,9228
Line Density: 35,4295 kg/m³

1994 RESULTS
M Weight: 18,6911 kg/kmol
Base Compressibility: 0,9974
Base Density: 0,7926 kg/m³
Line Compressibility: 0,9225
Line Density: 35,4427 kg/m³

A partir du calculateur on tire les résultats suivants

Tableau V.11 : Résultats sur Z et ρ (GO1)

la masse volumique ρ	le facteur de compressibilité Z
35,44274156	0,922498045

V.3.2. Pour GO2

Détermination du facteur de compressibilité et de la masse volumique

AGA 8 Calculation (AGA Report No. 8 - 1985 and 1994)

Component		Mole %	Normalised
Methane	C1	85,74 %	85,74 %
Ethane	C2	9,36 %	9,36 %
Propane	C3	1,44 %	1,44 %
i-Butane	iC4	0,10 %	0,10 %
n-Butane	nC4	0,17 %	0,17 %
i-Pentane	iC5	0,03 %	0,03 %
n-Pentane	nC5	0,03 %	0,03 %
Hexane	C6	0,03 %	0,03 %
Heptane	C7	0,00 %	0,00 %
Octane	C8	0,00 %	0,00 %
Nonane	C9	0,00 %	0,00 %
Decane	C10	0,00 %	0,00 %
Nitrogen	N2	1,15 %	1,15 %
Carbon Dioxide	CO2	1,90 %	1,90 %
Carbon Monoxide	CO	0,00 %	0,00 %
Hydrogen	H2	0,00 %	0,00 %
H2S	H2S	0,00 %	0,00 %
Water	H2O	0,00 %	0,00 %
Oxygen	O2	0,00 %	0,00 %
Helium	He	0,05 %	0,05 %
Argon	Ar	0,00 %	0,00 %
TOTAL		100,00 %	100,00 %

Temp 50,00 °C
Press 47,00 bara

1985 RESULTS

M Weight 18,5912 kg/kmol
Base Compressibility 0,9974
Base Density 0,7883 kg/m³
Line Compressibility 0,9237
Line Density 35,2075 kg/m³

1994

M Weight 18,5912 kg/kmol
Base Compressibility 0,9974
Base Density 0,7883 kg/m³
Line Compressibility 0,9234
Line Density 35,2204 kg/m³

On tire les résultats du tableau suivant :

Tableau V.12 : Résultats sur Z et ρ (GO2)

la masse volumique ρ	le facteur de compressibilité Z
35,22040444	0,923360035

V.3.3. Pour GO3

Détermination du facteur de compressibilité et de la masse volumique

AGA 8 Calculation			(AGA Report No. 8 - 1985 and 1994)		SGS	
Component		Mole %	Normalised			
Methane	C1	85,77 %	85,78 %	Temp	50,00 °C	
Ethane	C2	9,33 %	9,33 %	Press	47,00 bara	
Propane	C3	1,43 %	1,43 %			
i-Butane	iC4	0,10 %	0,10 %			
n-Butane	nC4	0,17 %	0,17 %	1985	RESULTS	
i-Pentane	iC5	0,03 %	0,03 %	M Weight	18,5844 kg/kmol	
n-Pentane	nC5	0,03 %	0,03 %	Base Compressibility	0,9974	
Hexane	C6	0,03 %	0,03 %	Base Density	0,7880 kg/m³	
Heptane	C7	0,00 %	0,00 %	Line Compressibility	0,9238	
Octane	C8	0,00 %	0,00 %	Line Density	35,1916 kg/m³	
Nonane	C9	0,00 %	0,00 %			
Decane	C10	0,00 %	0,00 %	1994		
Nitrogen	N2	1,15 %	1,15 %	M Weight	18,5845 kg/kmol	
Carbon Dioxide	CO2	1,90 %	1,90 %	Base Compressibility	0,9974	
Carbon Monoxide	CO	0,00 %	0,00 %	Base Density	0,7880 kg/m³	
Hydrogen	H2	0,00 %	0,00 %	Line Compressibility	0,9234	
H2S	H2S	0,00 %	0,00 %	Line Density	35,2045 kg/m³	
Water	H2O	0,00 %	0,00 %			
Oxygen	O2	0,00 %	0,00 %			
Helium	He	0,05 %	0,05 %			
Argon	Ar	0,00 %	0,00 %			
TOTAL		99,99 %	100,00 %			

Tableau V.13 : Résultats sur Z et ρ (GO3)

la masse volumique ρ	le facteur de compressibilité Z
0,923440436	35,20447799

V.4. Comparaison entre les deux normes AGA NX-19 et AGA 8 :

V.4.1. Comparaison en terme de facteur de compressibilité et de la masse volumique

Pour GO1:

Tableau V.14 : Comparaison entre la norme AGA8 et AGA NX 19 (GO1)

	AGA 8	AGA NX 19
Z	0,922498045	0,920936942
ρ	35,44274156	35,50499324

Pour GO2:

Tableau V.15 : Comparaison entre la norme AGA8 et AGA NX 19 (GO2)

	AGA 8	AGA NX 19
Z	0,923360035	0,921858693
ρ	35,22040444	35,27992257

Pour GO3:

Tableau V.16 : Comparaison entre la norme AGA8 et AGA NX 19 (GO3)

	AGA 8	AGA NX 19
Z	0,923440436	0,921937582
ρ	35,20447799	35,26055141

V.4.2. Interprétations

D'après les résultats mentionnés dans les tableaux, on remarque que le facteur de compressibilité déterminé par la norme AGA NX19 est inférieur à celui calculé avec la norme AGA8, ce qui induit une masse volumique calculée à partir de l'AGA NX 19 plus importante que celle obtenue par l'AGA 8 et de fait la NX19 considère le gaz comme plus dense.

V.5. Conclusion

Sur ce, on recommande l'usage de la norme AGA8 car :

- La norme AGA 8 est une amélioration de la norme AGA NX 19.
- La norme AGA 8 permet une mesure plus juste et précise du débit évitant de porter préjudice à aucun des deux partenaires

CHAPITRE VI :
DIMENSIONNEMENT D'UN BANC DE COMPTAGE A
DIAPHRAGME

CHAPITRE VI : Dimensionnement d'un banc de comptage à diaphragme

VI.1. Introduction

Pour atteindre les performances demandées lors du comptage du gaz, on doit concevoir un système de comptage adéquat en prenant en compte toutes les conditions et contraintes afin de réaliser le meilleur système de comptage possible. Pour éviter tout risque d'éclatement et assurer une mesure de débit précise, la détermination du diamètre, de l'épaisseur de la rampe de comptage et du nombre de rampes à installer est une démarche importante.

VI.2. Dimensionnement du diamètre de la plaque à orifice

Le dimensionnement de la plaque à orifice est une étape très sensible et précise qui nous permet d'aboutir à des résultats de mesures de débit plus exactes.

Dans ce qui suit, la détermination des dimensions du compteur à diaphragme sera basée sur la norme ISO 5167.

VI.2.1. Etapes de calcul d'une plaque à orifice

Dans notre étude, on effectuera le calcul par approximation dans le but de déterminer le diamètre de l'orifice d et le rapport des diamètres β par des valeurs μ_1 , ρ_1 , D , ΔP et Q_m données.

Pour cela, la relation de base dans le calcul sera la suivante :

$$Q_m = C \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{\frac{2 \Delta P \rho}{1 - \beta^2}} \quad (\text{VI.1})$$

Q_m : Coefficient de décharge

C : Coefficient de décharge

E : Coefficient de vitesse d'approche

ε : Coefficient de détente

d : Diamètre de l'orifice

ΔP : Pression différentielle

ρ : Masse volumique du fluide

Avec :

$Re = f(Q_m)$

$C = f(d, D, \beta, Re)$

$\varepsilon = f(\beta, \Delta P)$

$\beta = f(d, D)$

Q_m est en fonction de tous ces paramètres

Les valeurs de d , D et β sont aux conditions de service.

Première étape (initialisation) :

Dans l'étape primaire, on doit définir le couple (ΔP , D) qui sera utilisé dans le calcul. Le diamètre intérieur de la rampe étant déjà calculé, on va prendre une valeur pour la ΔP . Différentes ΔP sont utilisées en première approche, à savoir 60, 120, 240, 480 et 500 mbar. On pose une ΔP parmi celles généralement utilisées, on a donc notre couple (ΔP , D) fixé. En reprenant la formule de calcul du débit masse Q_m , on va fixer les valeurs des coefficients C , E et ε , on prend comme première approche les valeurs suivantes :

- coefficient de décharge : $C = 0.606$
- coefficient de vitesse d'approche : $E = 1$
- coefficient de détente : $\varepsilon = 1$

Ensuite, on calcule β et Re minimal, et on vérifie si les limites imposées par l'ISO 5167 sur β et Re par la norme sont respectées :

- $d \geq 12,5 \text{ mm}$
- $50 \text{ mm} \leq D \leq 1000 \text{ mm}$
- $0,1 \leq \beta \leq 0,75$
- $Re_D \geq 500$ et $Re_D \geq 170\beta^2 D$

Si les conditions ISO imposées ne sont pas respectées, il faut changer le diamètre de la rampe D en respectant les longueurs droites (La seule grandeur pouvant être modifiée en augmentation ou en diminution afin de satisfaire les contraintes sur les valeurs de β et Re minimal).

Seconde étape :

Maintenant que les valeurs premières de d et β , on peut passer au calcul itératif en déterminant ainsi les autres paramètres.

On calcule également la perte de charge après récupération (Δw) dans le diaphragme.

A partir de la relation de départ :

$$Q_m = C\varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{\frac{2\Delta P \rho}{1 - \beta^2}}$$

On tire :

$$\frac{Q_m}{\sqrt{2\Delta P \rho}} = \frac{C\varepsilon \frac{\pi}{4} d^2}{\sqrt{1 - \beta^2}}$$

En multipliant l'équation par $\left(\frac{4\mu_1}{\pi D^2 \mu_1} \right)$ on obtient :

$$\mu_1 = \frac{Re_D}{D} \frac{1}{\sqrt{2\Delta P \rho}} = \frac{\beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4}} C\varepsilon$$

On pose :

$$A_1 = X_1 C\varepsilon$$

Avec :

$$A_1 = \mu_1 \frac{ReD}{D} \frac{1}{\sqrt{2\Delta P \rho}}$$

Et :

$$X_1 = \frac{\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4}} = \frac{A_1}{C\varepsilon} \quad (VI.2)$$

A_1 est l'invariant de l'algorithme, il restera constant tout le long du calcul

X_1 est le variant

A partir de X_1 , d et β seront calculés de la manière suivante :

$$d = D \left(\frac{X_1^2}{1+X_1^2} \right)^{0,25} \quad (VI.3)$$

$$\beta = \frac{d}{D} \quad (VI.4)$$

On peut donc déterminer les coefficients : E , C et ε :

$$\bullet \quad E = \frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}} \quad (VI.5)$$

$$\bullet \quad C = 0,5961 + 0,02161\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000521 \left(\frac{10^6 \beta}{ReD} \right)^{0,7} + (0,0188 + 0,0063A)\beta^{3,5} \\ \left(\frac{10^6}{ReD} \right)^{0,3} + (0,043 + 0,08e^{-10L_1} - 0,123e^{-7L_1})(1 - 0,11A) \frac{\beta^4}{1-\beta^4} - 0,031 (M'_2 - 0,8M'_2)^{1,1})\beta^{1,3} \quad (VI.6)$$

$$\bullet \quad \varepsilon = 1 - (0,351 + 0,256\beta^4 + 0,93\beta^8) \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/K} \right). \quad (VI.7)$$

Avec:

$$\bullet \quad L_1 = \frac{l_1}{D} \quad (VI.8)$$

$$\bullet \quad L'_2 = \frac{l'_2}{D} \quad (VI.9)$$

$$\bullet \quad M'_2 = \frac{2L'_2}{1-\beta} \quad (VI.10)$$

$$\bullet \quad A = \left(\frac{19000}{ReD} \right)^{0,8} \quad (VI.11)$$

$$\bullet \quad L_1 = L'_2 = \frac{25,4}{D} \quad (VI.12)$$

Test de convergence:
$$\left| \frac{A_1 - X_1 C \varepsilon}{A_1} \right| < 1 \times 10^{-n} \quad (\text{VI.13})$$

n est fixée par l'utilisateur et détermine la précision qu'il veut atteindre. Une fois cette précision est atteinte, on arrête le calcul itératif et on va prendre les résultats finaux de d, β , E, C et ε .

Perte de pression :

La perte de pression est liée approximativement à la pression différentielle par la relation suivante :

$$\Delta \varpi = \frac{\sqrt{1 - \beta^4(1 - C^2)} - C\beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4(1 - C^2)} + C\beta^2} \Delta P \quad (\text{VI.14})$$

Remarque

Afin de tenir compte de l'effet de la dilatation thermique due à la température, une correction sur les d et D est envisagée: [13]

$$D_{corr} = D[1 + \lambda(T - T_0)] \quad (\text{VI.15})$$

$$d_{corr} = d[1 + \lambda(T - T_0)] \quad (\text{VI.16})$$

Tel que :

T : température moyenne du gaz dans la période considérée

T₀: température de diaphragme pendant l'étalonnage

λ : Coefficient de dilatation thermique

VI.2.2. Partie de calcul

Afin de débiter le calcul itératif, on considérera une configuration de banc de comptage avec un diamètre de rampe de 24'' étant donné que c'est le diamètre le plus répandu lors des dimensionnements. Ensuite, on va considérer un nombre de rampes (1,2,3,4...) qui vérifie les conditions ISO. [19]

Le choix du diamètre et du nombre de rampes doit être vérifié d'une manière à ce qu'il soit conforme aux exigences de la norme ISO 5167.

Le débit max a été obtenu sur la base d'une simulation hydraulique du GO1, GO2 et GO3 sur PIPEPHASE, en considérant une pression de refoulement de la station à 71 bars et en fixant la pression à l'arrivée exigée à 50 bars. On a obtenu dans ces conditions un débit au terminal Oued Saf-Saf de 1.5M Cm³/h, en majorant ce débit de 20% on obtient un débit de design du banc de comptage de l'ordre 1.8M Cm³/h.

Remarque

Lors du dimensionnement, on majore le débit qu'on a trouvé à 120 % et on trouve le débit max que peut atteindre le gazoduc.

Chapitre VI : Dimensionnement d'un banc de comptage à diaphragme

Lors du dimensionnement, on prend la pression minimale et la température max qui représentent les conditions les plus défavorables.

Introduction des données :

- Affectation de toutes les données commune entre les 3 lignes pour le calcul :

Tableau VI.1 : Données de calcul fixes du dimensionnement et conversions

Données	
Pression de service min	47
Pression aux conditions contractuelles	1
D ext ["]	24
Epaisseur normalisée ["]	0,5
N	4
k (coef isentropique)	1,409
Pression min [bars]	50
T service [°C]	50
T0 [°C]	20
λ_d [1/°C]	0,000017
ΔP [mbars]	500
$\lambda(D)$ [1/°C]	0,0000126
μ [Pa.s]	0,0000122

Conversions	
Dint normalisé [mm]	584,2
ΔP [Pa]	50000
Dint normalisé [m]	0,5842
P1 [Pa]	5000000

- Données qui varient entre le GO1, GO2, GO3 :

Tableau VI.2 : Données de calcul du GO1/GO2/GO3

Données	GO1	GO2	GO3
Qv (Cm3/h)	1800000	1800000	1800000
Qv (Cm3/s)	500	500	500
Qm total [kg/h]	1410137,658	1402506,954	1401848,406
Qm rampe (kg/s)	97,92622625	96,1842732	97,35058375
ρ (kg/Cm3)	0,78340981	0,77917053	0,77880467
ρ (kg/m3)	35,44274156	35,22040444	35,20447799
Z	0,922498045	0,923360035	0,923440436

Première estimation

Tableau VI.3 : Première estimation

Première approximation	
E	1
C	0,606
E	1

Résultats primaires

Tableau VI.4 : Résultats de la première estimation

résultats sur d et β et Re			
Parametre	GO1	GO2	GO3
d [m]	0,330587501	0,330210918	0,330170715
d [mm]	328,5240724	330,2109177	330,1707148
B	0,562348635	0,56523608	0,565167263
ReD	17276242,46	17399279,58	17391109,73

Vérification des conditions ISO :

Tableau VI.5 : Vérification des conditions ISO pour des configurations n = 1/2/3/4

24"		
	Vérification	d [mm]
N=1	Non vérifié	/
N=2	Non vérifiée	/
N=3	Non Vérifié	/
N=4	Vérifié	324,12

D'après, le tableau (VI.5), les conditions ISO sont vérifiés pour une configuration (4 rampes +1 en stand-by) et c'est la configuration adoptée dans la station de comptage GEM.

Les itérations

L'étape qui suit va être basée sur un calcul itératif afin de corriger les résultats trouvés depuis la première estimation qu'on a posé.

Cela va être réalisé à partir d'un algorithme qu'on va introduire dans la macro de l'Excel et qui consiste à prendre à chaque fois les résultats trouvés dans l'itération « n-1 » et les injecter dans l'itération qui suit « n » jusqu'à ce que la boucle s'arrête à l'itération qui correspond à une erreur minimale qu'on a fixé à 1×10^{-5} .

Chapitre VI : Dimensionnement d'un banc de comptage à diaphragme

Tableau VI.6 : Calcul itératif basé sur l'ISO 5167

N° de l'itération	n=1	n=2	n=i	n=1	n=2	n=i	n=1	n=2	n=i
paramètres	GO1			GO2			GO3		
Résultats des itérations									
C	0,606	0,602759661	0,601452498	0,606	0,602756967	0,601452806	0,606	0,602756638	0,601452794
ε	1	0,997278839	0,997833146	1	0,997280008	0,997833146	1	0,997280133	0,997833146
d	0,330587501	0,322617333	0,324042795	0,330210918	0,32228392	0,323708518	0,330170715	0,322248316	0,323672821
β	0,565880693	0,552237818	0,554677841	0,56523608	0,551667101	0,554105646	0,565167263	0,551606155	0,554044542
E	1	1,050019744	1,051031801	1	1,049797612	1,050805111	1	1,04977394	1,050780961
Comparaison									
A	0,194053901	0,194053901	0,194053901	0,193612046	0,193612046	0,193612046	0,193564905	0,193564905	0,193564905
Xi	0,320220959	0,322820863	0,323524106	0,319491826	0,322086872	0,322786899	0,319414035	0,322008585	0,322708271
Résultats									
d	0,322617333	0,323801686	0,324120834	0,32228392	0,323468037	0,323786259	0,322248316	0,323432418	0,323750541
β	0,552237818	0,554265124	0,554811424	0,551667101	0,553694004	0,554238718	0,551606155	0,553633033	0,554177578
Paramètres de C et ε									
L1 = L2'	0,043478261	0,043478261	0,043478261	0,043478261	0,043478261	0,043478261	0,043478261	0,043478261	0,043478261
M2'	0,19420247	0,195085748	0,195325142	0,193955255	0,194836105	0,195074192	0,193928892	0,194809491	0,195047439
A	0,002644805	0,002652569	0,002654661	0,002654114	0,002661912	0,002664007	0,002654877	0,002662678	0,002664773
Résultats de l'itération i									
C	0,043478261	0,043478261	0,043478261	0,043478261	0,043478261	0,043478261	0,043478261	0,043478261	0,043478261
ε	0,192585114	0,193453843	0,193684836	0,192585114	0,193453843	0,193684836	0,192585114	0,193453843	0,193684836
E	0,002669432	0,002677324	0,002679409	0,002669432	0,002677324	0,002679409	0,002669432	0,002677324	0,002679409
Δω	338,1883903	337,057883	336,7526072	338,5059722	337,3767396	337,0726322	338,5398688	337,4107627	337,1067792
Test de convergence									
Précision	0,008053705	0,002267265	9,28962E-05	0,008056975	0,002262018	9,24935E-05	0,008057394	0,002261459	9,24471E-05

Les résultats finaux du dimensionnement :

Tableau VI.7 : Résultats finaux du dimensionnement

Résultats finaux			
Paramètre	GO1	GO2	GO3
d [mm]	324,1208336	323,7862591	323,7505413
D [mm]	584,2	584,2	584,2
β	0,554677841	0,554105646	0,554044542
C	0,601452498	0,601452806	0,601452794
ε	0,997273495	0,997274694	0,997274822
E	1,05097885	1,05075256	1,050728445
$\Delta\omega$ [mbar]	336,827279	337,1469499	337,1810696

Résultats après correction tenant compte de la dilatation thermique :

Tableau VI.8 : Résultats après dilatation tenant compte de la dilatation thermique

Après dilatation			
Paramètre	GO1	GO2	GO3
d' [mm]	324,258585	323,9238683	323,8881353
D' [mm]	584,384023	584,384023	584,384023
β'	0,554872434	0,554299665	0,554238519

VI.2.3. Interprétations

Les diamètres de l'orifice des rampes de comptage pour les trois gazoducs sont pratiquement semblables, la légère différence qui se manifeste est due aux caractéristiques du gaz dans chaque GO (densité et masse volumique). Cette différence peut être négligée lors du dimensionnement et on peut donc considérer que d est identique dans les rampes pour les trois gazoducs. Dans les calculs qui vont suivre. On prendra donc la valeur $d=324.12$ mm.

L'effet de la dilatation thermique engendre une faible augmentation du diamètre de l'orifice et du diamètre intérieur de la rampe de comptage, et par conséquent, du rapport des diamètres β .

VI.3. Détermination de l'épaisseur de la rampe de comptage

D'après l'étude qu'on a faite précédemment, on a trouvé que notre banc de comptage disposera de 4 rampes mises en service et une en stand by, ces rampes ont un diamètre extérieur de 24". La démarche de la détermination de l'épaisseur des rampes est primordiale afin d'éviter tout risque d'éclatement, pour cela on va utiliser la formule de Barlow.

V.3.1. Formule de Barlow pour la détermination de l'épaisseur

La formule de Barlow relie la pression interne qu'une conduite peut supporter à ses dimensions et à la résistance de son matériau. Elle s'exprime comme suit :

$$\delta = \frac{D_{ext} P}{2 E \sigma_{el} F T} \quad (VI.17)$$

δ : L'épaisseur de la rampe ["]

P : La pression du gaz [Psi]

D_{ext} : Le diamètre extérieur de la rampe ["]

σ_{el} : La limite d'élasticité du matériau [Psi]

E : Facteur de soudage

F : Facteur de conception qui dépend du tracé

T : Facteur de température qui est égal à 1 quand les températures sont en-dessous de 250°F.

Le diamètre intérieur de la rampe de comptage est calculé de la manière suivante :

$$D_{int} = D_{ext} - 2\delta \quad (VI.18)$$

Avec 1" = 25,4 mm

VI.3.1.1. Facteur de conception

Le facteur de conception est déterminé à partir de la zone où se situe le banc de comptage.

Dans notre cas, le banc se situe après un banc de filtration et un banc de régulation et avant une station de compression (frontières algérienne-tunisiennes), on admettra que le facteur est égal à 4.

Tableau VI.9 : Les facteurs de conception en fonction de la zone

zone	Facteur de conception F
1	0,72
2	0,6
3	0,5
4	0,4

VI.3.1.2. Facteur de soudage

Tableau VI.10 : Les facteurs de soudage en fonction du type de la canalisation

Spécification	Type de canalisation	Facteur de soudage E
API 5LX	Sans soudure	1
	Soudage à résistance électrique	1
	Soudage par étincelage électrique	1
	Soudage à l'arc sans flux en poudre	1

VI.3.1.3. Limite d'élasticité du matériau

La limite d'élasticité est la contrainte à partir de laquelle un matériau arrête de se déformer d'une manière élastique, réversible et commence donc à se déformer de manière irréversible (rupture). [6]

Elle dépend de la nuance de l'acier :

Tableau VI.11 : Les limites d'élasticité en fonction de la nuance d'acier

Nuance d'acier	σ [psi]
X42	42000
X46	46000
X52	52000
X56	56000
X60	60000
X65	65000
X70	70000
X80	80000
X90	90000

VI.3.2. Partie de calculs

Les données de calcul sont représenté dans le tableau suivant :

Tableau VI.12 : Données de calcul de l'épaisseur

Les données	
Paramètres	valeurs
Facteur de conception	0,4
Facteur de soudage	1
Pression Maximale Service [psi]	1029,784
Limite élastique minimale [psi]	70000
Facteur de réduction de température	1

Diamètre extérieur ["]	24
Pression maximale [bars]	65

En appliquant la formule de Barlow on est arrivé aux résultats suivants :

Tableau VI.13 : Résultats de calcul de l'épaisseur

Résultats sur δ		δ normalisée	
en ["]	0,441336	en ["]	0,5
en [mm]	11,2099344	en [mm]	12,7

Les épaisseurs normalisées pour un 24'' API 5LX70 :

Tableau VI.14 : Les épaisseurs normalisées pour un 24'' API 5LX70

Matière API 5LX70	
Diamètre ["]	δ normalisée ["]
24"	0,375
	0,437
	0,5
	0,562
	0,625
	0,75

D'où le diamètre intérieur des rampes :

Dint de la rampe [mm]	584,2	en ["]	23
-----------------------	-------	--------	----

VI.3.3. Interprétations

La détermination de l'épaisseur d'un gazoduc dépend d'une façon primordiale de la pression à l'intérieur de la canalisation et de la nuance d'acier utilisé qui définit la contrainte.

Les épaisseurs des canalisations sont normalisées selon le diamètre extérieur et la nuance de l'acier et il est recommandé d'utiliser des épaisseurs élevées dans les gazoducs, étant donné que ce dernier est constitué d'éléments très sensibles, et que la fonction comptage est une opération précise.

Ainsi, les rampes sont d'un diamètre extérieur de 24'', une épaisseur de 0.5'' et un diamètre intérieur qui est égal à 23".

VI.4. Détermination des longueurs minimales d'amont et d'aval entre le diaphragme et les différents accessoires installés sur la rampe

VI.4.1. Sans conditionneur d'écoulement

Si une installation d'un conditionneur d'écoulement n'est pas prévue, la distance entre le diaphragme et les accessoires sera comme suit :

Coude simple à 90° : $42D > L_f \geq 13D$

Deux coudes à 90° dans le même plan perpendiculaire : $30D > L_f \geq 18D$

Té simple à 90° : $L_f > 18D$

Réduction concentrique : $9D > L_f \geq 5D$

Evasement concentrique : $26D > L_f \geq 11D$

Tout accessoire en aval : $7D > L_f \geq 3,5D$

Sachant que :

- Le diamètre de l'orifice $d = 322,45 \text{ mm}$
- Le diamètre intérieur de la rampe $D = 584,47$
- $\beta \leq 0,60$

Les résultats sont représentés dans le tableau ci-dessous :

Unité de mesure [m]

Tableau VI.15 : Longueurs minimales droites en amont et aval sans conditionneur d'écoulement

Coude simple à 90°	24,54567476 ÷ 7,59747076
Deux coude à 90° dans le même plan perpendiculaire	17,53262483 ÷ 10,5195749
Té simple à 90°	10,5195749
Réduction concentrique	5,259787448 ÷ 2,92210414
Evasement concentrique	15,19494152 ÷ 6,4286291
Tout accessoire en aval	4,090945793 ÷ 2,0454729

VI.4.2. Installation du redresseur d'écoulement

L'élément primaire doit être installé dans la conduite dans une position telle que les conditions d'écoulement immédiatement en amont de l'élément primaire se rapproche de celle d'un écoulement complètement établi et exempt de giration.

Pour notre cas d'étude, des redresseurs d'écoulement à faisceau de 19 tubes devront être installés en aval de n'importe quel accessoire situé en amont des diaphragmes des rampes de comptage du GO1,2,3 et dont le rapport des diamètres est inférieur à 0,60.

Le redresseur d'écoulement à faisceau 19 tubes doit être installé de façon qu'il y est au moins un espace de $30D$ entre le diaphragme et tout les accessoires en amont (L_a) et de façon que la distance entre l'extrémité aval et le diaphragme soit égale à $0,25D \pm 13D$ (L_{av}).

Afin de réduire les perturbations pouvant se produire entre les tubes extérieurs du redresseur et la paroi de la conduite, le diamètre extérieur max du redresseur d'écoulement doit être déterminé comme suit :

$$0,95D \leq D_f \leq D$$

Et la longueur des tubes L, doit être comprise entre 2D et 3D, de préférence, le plus proche possible de 2D.

L'épaisseur entre le redresseur et les tubes doit être réduite au minimum, soit $e \leq 0,025D$.

Le diamètre du tube d_t doit être inférieur à 0,2D.[13]

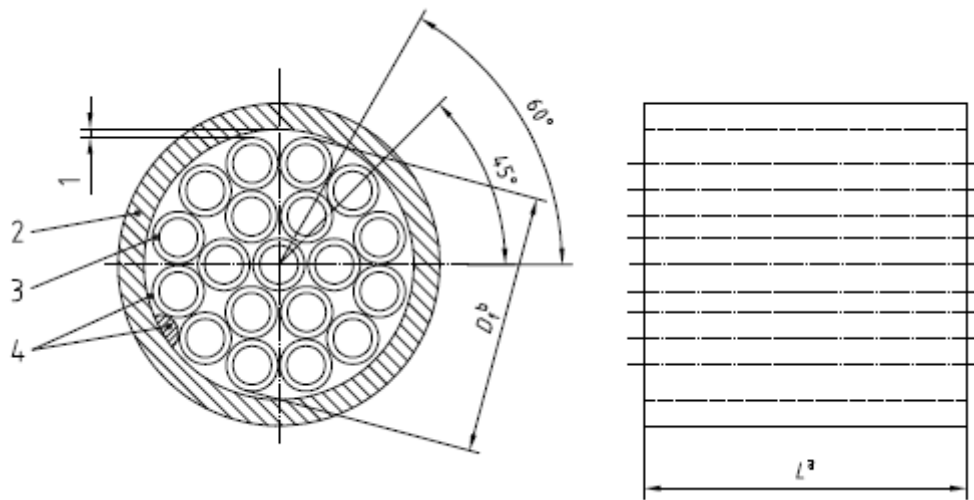


Figure VI.1 : Redresseur d'écoulement à faisceau de 19 tubes (1998)

- 1 : Espace à réduire au minimum
- 2 : Paroi de la conduite
- 3 : Epaisseur de la paroi du tube
- 4 : Emplacement optionnel pour cales de centrages.

Résultats :

Tableau VI.16: Longueurs minimales droites en amont et aval avec conditionneur d'écoulement

L_a	17,53262483	
L_{av}	$1,753262483 \div$	0,146105207
D_f	$0,555199786 \div$	0,584420828
L	$1,168841655 \div$	1,753262483
E	$\leq 0,014610521$	
d_t	$\leq 0,116884166$	

VI.5. Déflexion de la plaque à orifice

VI.5.1. Définition

C'est une déformation élastique que subi la plaque à orifice à cause des forces appliquées et de la pression en amont qui est supérieure à la pression en aval (différence de pression). Au fur et à mesure, ces déformations vont entraîner un changement des caractéristiques du compteur, par conséquent, une incertitude sur le débit mesuré.

VI.5.2. Valeur de la déflexion

Afin de garder la contrainte exercée sur le diaphragme inférieure à la limite élastique, et conserver la forme initiale de la plaque lorsque la différence de pression est soulagée, il faut déterminer l'épaisseur minimale du diaphragme et la pression différentielle admissible maximale qui est basée sur une déformation élastique. Cette limite dépend de l'épaisseur (E), du diamètre extérieur (D_{ext}) et du rapport de diamètre (β). Cette relation démontre que pour un rapport de diamètre donné, la pression différentielle admissible est fonction du rapport du diamètre extérieur à l'épaisseur de la plaque (D_{ext}/E).

La valeur de la déflexion qui représente l'espace entre le centre de l'orifice et sa position initiale est calculé à partir de la relation suivante :

$$y = \frac{K_d \Delta P D_{ext}^4}{16 E^* E^3} \quad (VI.19)$$

Avec :

- ΔP : Pression différentielle créée par le diaphragme
- D_{ext} : Diamètre extérieur de la rampe
- E : épaisseur de la plaque à orifice
- E^* : Module d'élasticité en fonction de la température de service en [PSI]

$$E^* = (28,86 - 0,005 \times T_f) \times 10^6$$

T_f : Température aux conditions de service [°F]

- K_d : Coefficient de déflexion ; il dépend du rapport des diamètres β_{ext} et il est calculé par la formule suivante

$$K_d = -2,9381 \beta_{ext}^5 + 11,387 \beta_{ext}^4 - 12,167 \beta_{ext}^3 + 2,4404 \beta_{ext}^2 + 0,5918 \beta_{ext} + 0,6722$$

VI.5.3. Déflexion maximale de la plaque à orifice

La quantité maximale de déformation de la plaque due à une déformation élastique peut être définie par la relation suivante :

$$y_L = 0,005(D - d) \quad (VI.20)$$

La figure ci-dessous représente un schéma résumant le principe de la déflexion avec :

- D : Diamètre intérieur de la rampe
- d : Diamètre de l'orifice
- e : Epaisseur de l'orifice
- d' : Diamètre de l'orifice après déflexion
- $\frac{\pi}{2} - \theta'$: Angle de déflexion.

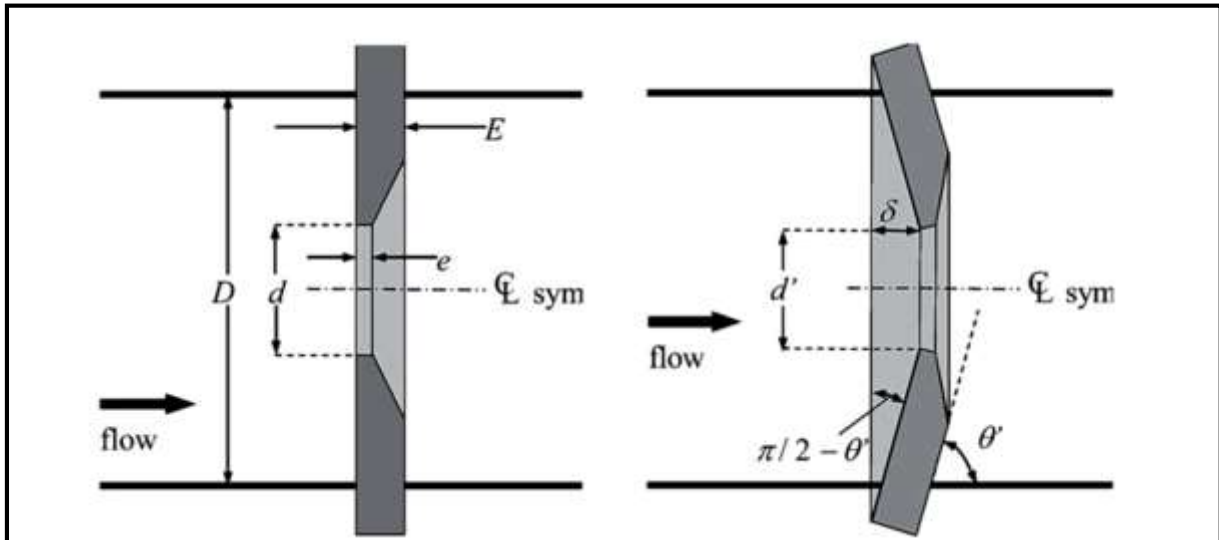


Figure VI.2 : Déflexion de la plaque à orifice

VI.5.4. Détermination de l'épaisseur minimale E tenant compte l'effet de la déflexion

Lors du dimensionnement de la plaque à orifice, il faut prendre en compte l'effet de la déflexion qui se produit au fil du temps au niveau de cette dernière et faire en sorte de s'éloigner de la zone plastique afin d'éviter toute rupture et usure de la plaque. Cela se fait en concevant une épaisseur $E_{\min}$. Sa formule est déduite de celle de la déflexion et de la quantité minimale de déformation de la plaque à orifice.

On aboutit à la relation suivante :

$$E_{\min} = \sqrt[3]{\frac{Kd \Delta P D e t^4}{0,08 E^* (D-d)}} \quad (\text{VI.21})$$

On passe par la suite au choix de E et de e en respectant les recommandations de l'ISO 5167 suivante :

- $e \leq E \leq 0,05D$
- $0,005D \leq e \leq 0,02D$

VI.5.5. Estimation de l'erreur en raison du débit massique selon la norme AGA 3

Plus la déflexion élastique de la plaque à orifice est importante, plus l'erreur sur le débit massique est grand.

Le calcul de l'incertitude de mesure en raison du débit massique se basera sur la norme AGA 3 – Orifice Metering of NG & HC Fluids qui définit les relations suivantes :

$$\frac{\delta Q_m}{Q_m} = - \frac{1}{[1 - C_c^2 \beta^4]} \left(\frac{\delta C_c}{C_c} + \frac{2 \delta d}{d} \right) \quad (VI.22)$$

Avec:

$$\frac{\delta d}{d} = \frac{e \delta \theta}{d}$$

$\frac{\delta Q_m}{Q_m}$: Incertitude sur le débit massique mesuré due à la déflexion de la plaque à orifice

C_c : Coefficient de contraction

β : Rapport des diamètres

d : Diamètre de l'orifice

e : Epaisseur de l'orifice

$\delta d = d' - d$: La variation du diamètre de l'orifice en raison de la déflexion de plaque [']

$\delta \theta = \theta'_d - \theta_d$: La variation de l'angle de déflexion [°Radians]

$\delta C_c = C'_c - C_c$: La variation du coefficient de contraction en raison de la déflexion de plaque.

θ_d : L'angle que forme la plaque avec la génératrice inférieure de la rampe avant déflexion ($\frac{\pi}{2}$)

θ'_d : L'angle que forme la plaque avec la génératrice inférieure de la rampe après déflexion.

$$\bullet \quad \theta'_d = \arccos\left(\frac{2y}{d_{ext}-d}\right)$$

VI.5.5.1. Les coefficients de contraction C_c :

C'est le rapport de la surface de la vena contracta à la surface de l'alésage de l'orifice. Pour une déflexion qui est dans la même direction de l'écoulement, le coefficient de contraction augmente.

Il peut être exprimé par la relation :

$$C_c = k_1 + k_2 \theta_d + k_3 \theta_d^2 \quad (VI.23)$$

Avec :

$$k_1 = -0,1161\beta^2 - 0,005248\beta + 0,0946$$

$$k_2 = 0,3683\beta^2 - 0,1103\beta - 0,2935$$

$$k_3 = 0,05994\beta^3 - 0,1736\beta^2 + 0,07692\beta + 0,04775$$

$$C'_c = k_1 + k_2 \theta'_d + k_3 \theta'^2_d \quad (VI.24)$$

$$\text{Et :} \quad \delta C_c = (k_2 + 2k_3\theta_d) \delta \theta_d \quad (VI.25)$$

Les coefficients k_1 , k_2 et k_3 sont tabulé suivant le rapport des diamètres β comme suit :

Tableau VI.17 : Les coefficients k_1 , k_2 et k_3 en fonction de β

(β)	k_1	k_2	k_3
0.7	0.895	- 0.190986	0.0372862
0.6	0.908	- 0.225363	0.0437708
0.5	0.923	- 0.257831	0.0510659
0.4	0.934	- 0.278203	0.0543082
0.3	0.944	- 0.294118	0.0567399
0.2	0.948	- 0.300485	0.0567400

VI.5.5.2. Erreur relative au diamètre de l'orifice

Pour une déflexion de la plaque inférieure à $2E$, le diamètre de l'orifice d , au bord amont, diminue légèrement. Cette réduction de l'orifice entrainera une chute de pression plus importante à travers la plaque à orifice, par conséquent, une surestimation du débit.[15]

L'erreur relative au diamètre de l'orifice est donnée par la relation suivante :

$$\frac{\delta d}{d} = -\frac{\sigma}{E} = -\frac{K \Delta P D_{ext}^2}{4E^*E^2} \quad (VI.26)$$

K : Coefficient de stress défini par la relation :

$$K = 2,75086 - 2,67169\beta_{ext}$$

VI.5.6. Calcul de la déflexion limite

Résultats de calculs :

Tableau VI.18 : Résultats de calcul de la déflexion limite

Paramètre	Résultat
Ymax [mm]	1,3004
Y max ["]	0,05119685

Introduction des données de calcul :

Tableau VI.19: Données de calcul de la déflexion

Données	
d orifice ["]	12,765748
D intérieur ["]	23
D extérieur ["]	24
d orifice [mm]	324,25

D intérieur [mm]	584,2
D extérieur [mm]	609,6
Tf [°C]	25
Tf [°F]	77
β intérieur	0,55481
β extérieur	0,53169291

Calcul des coefficients des relations :

Tableau VI.20: Résultats sur les coefficients

Calcul des coefficients	
Coefficient	Résultat
Kd	0,638129849
K	1,33034136
E*(élasticité en psi)	28391900
k1	0,915951136
k2	-0,241327598
k3	0,047225906
$\theta_d (= \pi/2)$	1,570796327
Cc	0,653399886

Dans les prochains calculs, on va choisir la plus grande épaisseur normalisée admise par l'ISO 5167. Cette épaisseur doit être strictement inférieure à 0,05D

VI.5.7. Etude de l'influence de la pression différentielle sur la déflexion de la plaque à orifice

Dans le domaine du comptage, on adopte des pressions différentielles élevées dans le but de réduire le nombre de rampes de comptage à installer, et ainsi, les frais qui en résultent. Logiquement, le recours à ce choix s'accompagne d'une erreur de mesure sur le débit liée à la déformation de la plaque à orifice.

Pour analyser la variation de cette erreur on procède à l'étude qui suit :

Le principe de l'étude consiste à faire varier la pression différentielle ΔP , en maintenant l'épaisseur de la plaque à orifice fixe. On va prendre la valeur moyenne de E.

On pose :

$$E = \frac{e + 0,05D}{2}$$

E nor ["]	0,5625
-----------	---------------

Les résultats sont présentés dans le tableau suivant

Tableau VI.21 : Influence de la ΔP sur la déflexion et l'erreur de mesure du débit

ΔP [mbar]	ΔP [psi]	E min ["]	E nor ["]	Y	$\theta d'$	$\delta C/C$	$\delta d/d$	$\delta m/m$
80	1,176	0,074976181	0,5625	0,00307949	1,57024834	7,79648E-05	-2,5078E-05	0,002898108
120	1,764	0,085826302	0,5625	0,00461924	1,56997435	0,000116947	-3,7617E-05	0,004347163
160	2,352	0,094464069	0,5625	0,00615899	1,56970036	0,00015593	-5,01561E-05	0,005796219
200	2,94	0,101758333	0,5625	0,00769873	1,56942637	0,000194912	-6,26951E-05	0,007245276
240	3,528	0,108134365	0,5625	0,00923848	1,56915238	0,000233895	-7,52341E-05	0,008694334
280	4,116	0,113835922	0,5625	0,01077823	1,56887838	0,000272877	-8,77731E-05	0,010143395
320	4,704	0,119017269	0,5625	0,01231798	1,56860439	0,000311859	-0,000100312	0,011592457
360	5,292	0,123782948	0,5625	0,01385772	1,5683304	0,000350842	-0,000112851	0,013041522
400	5,88	0,128207466	0,5625	0,01539747	1,56805641	0,000389825	-0,00012539	0,01449059
440	6,468	0,132346018	0,5625	0,01693722	1,56778241	0,000428807	-0,000137929	0,015939661
480	7,056	0,136240763	0,5625	0,01847696	1,56750842	0,00046779	-0,000150468	0,017388735
500	7,35	0,138107306	0,5625	0,01924684	1,56737142	0,000487281	-0,000156738	0,018113273
540	7,938	0,141696103	0,5625	0,02078658	1,56709743	0,000526264	-0,000169277	0,019562353
580	8,526	0,145111774	0,5625	0,02232633	1,56682344	0,000565246	-0,000181816	0,021011437
620	9,114	0,148373799	0,5625	0,02386608	1,56654944	0,000604229	-0,000194355	0,022460525
660	9,702	0,151498372	0,5625	0,02540582	1,56627545	0,000643212	-0,000206894	0,023909618
700	10,29	0,154499117	0,5625	0,02694557	1,56600145	0,000682195	-0,000219433	0,025358716
740	10,878	0,157387617	0,5625	0,02848532	1,56572746	0,000721178	-0,000231972	0,026807819
780	11,466	0,160173816	0,5625	0,03002506	1,56545346	0,00076016	-0,000244511	0,028256928

VI.5.7.1. Répartition de la déflexion en fonction de la pression différentielle

A partir du tableau, on a pu dessiner cette courbe qui définit l'évolution de la déflexion en augmentant la ΔP .

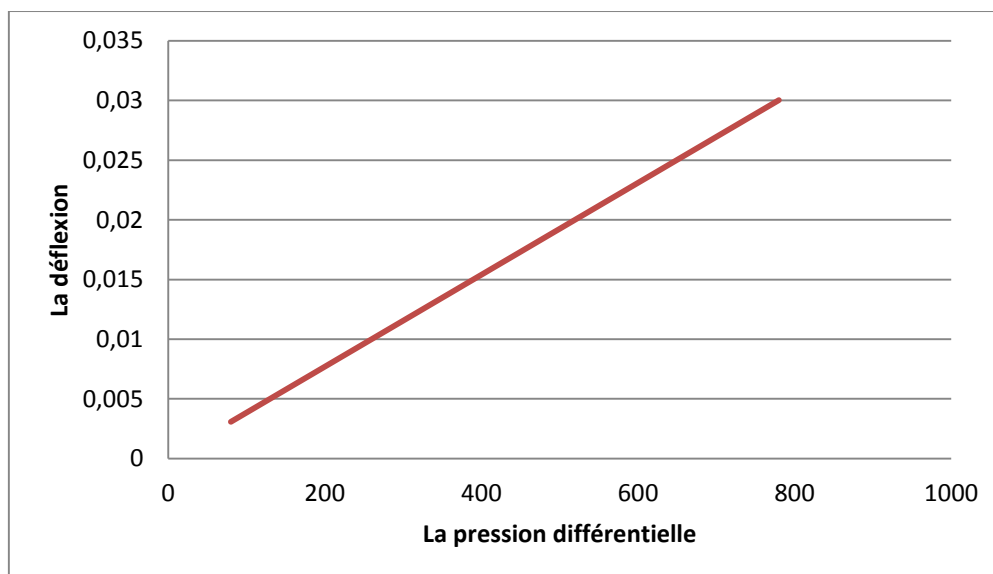


Figure VI.23 : Courbe de variation de la déflexion en fonction de la ΔP

VI.5.7.2. Interprétation

A partir des résultats illustrés dans le tableau (VI.22) et le figure (VI.23), on constate qu'à une épaisseur constante fixée, la déflexion s'amplifie avec l'augmentation de la pression différentielle, par conséquent, l'erreur sur la mesure du débit augmente. Donc, ils sont en relation de corrélation directe.

VI.5.8. Etude de l'influence de l'épaisseur de la plaque à orifice sur la déflexion

Maintenant, on va faire la même chose mais cette fois ci en variant l'épaisseur de la plaque à orifice pour voir son impact sur sa déformation

Tableau VI.23 : Influence de l'épaisseur sur la déflexion et l'erreur de mesure du débit

ΔP [psi]	E min ["]	E ["]	Y	$\theta d'$	$\delta C/C$	$\delta d/d$	$\delta m/m$
$\Delta P = 360$ mbar							
5,292	0,12378295	0,29527559	0,09580249	1,55374784	0,00242559	-0,00040954	0,16742346
5,292	0,12378295	0,39370079	0,04041667	1,56360428	0,00102325	-0,00023037	0,05862365
5,292	0,12378295	0,49212598	0,02069334	1,56711402	0,0005239	-0,00014743	0,02386898
5,292	0,12378295	0,59055118	0,01197531	1,56866537	0,00030318	-0,00010238	0,01025631
5,292	0,12378295	0,68897638	0,0075413	1,56945438	0,00019093	-7,5222E-05	0,00421899
5,292	0,12378295	0,78740157	0,00505208	1,56989733	0,00012791	-5,7592E-05	0,00132591
5,292	0,12378295	0,88582677	0,00354824	1,57016493	8,9832E-05	-4,5504E-05	-0,00012261
$\Delta P = 480$ mbar							
7,056	0,13624076	0,29527559	0,12773665	1,54806415	0,00323424	-0,00054605	0,22324398
7,056	0,13624076	0,39370079	0,0538889	1,56120687	0,00136435	-0,00030715	0,07816582
7,056	0,13624076	0,49212598	0,02759112	1,56588658	0,00069854	-0,00019658	0,03182543
7,056	0,13624076	0,59055118	0,01596708	1,56795505	0,00040425	-0,00013651	0,01367511
7,056	0,13624076	0,68897638	0,01005507	1,56900707	0,00025457	-0,0001003	0,00562532
7,056	0,13624076	0,78740157	0,00673611	1,56959766	0,00017054	-7,6789E-05	0,00176788
7,056	0,13624076	0,88582677	0,00473099	1,56995447	0,00011978	-6,0673E-05	-0,00016348
$\Delta P = 500$ mbar							
7,35	0,13810731	0,29527559	0,13305901	1,54711681	0,00336902	-0,0005688	0,23254839
7,35	0,13810731	0,39370079	0,05613427	1,5608073	0,0014212	-0,00031995	0,08142292
7,35	0,13810731	0,49212598	0,02874075	1,56568201	0,00072764	-0,00020477	0,03315152
7,35	0,13810731	0,59055118	0,01663238	1,56783666	0,00042109	-0,0001422	0,01424491
7,35	0,13810731	0,68897638	0,01047403	1,56893251	0,00026518	-0,00010447	0,00585971
7,35	0,13810731	0,78740157	0,00701678	1,56954772	0,00017765	-7,9988E-05	0,00184154
7,35	0,13810731	0,88582677	0,00492811	1,56991939	0,00012477	-6,3201E-05	-0,0001703
$\Delta P = 600$ mbar							
8,82	0,14676091	0,29527559	0,15967081	1,54237973	0,004043	-0,00068257	0,27907539
8,82	0,14676091	0,39370079	0,06736112	1,5588094	0,00170545	-0,00038394	0,09770881
8,82	0,14676091	0,49212598	0,0344889	1,56465913	0,00087317	-0,00024572	0,03978199
8,82	0,14676091	0,59055118	0,01995885	1,56724472	0,00050531	-0,00017064	0,01709393

Chapitre VI : Dimensionnement d'un banc de comptage à diaphragme

8,82	0,14676091	0,68897638	0,01256884	1,56855975	0,00031821	-0,00012537	0,00703166
8,82	0,14676091	0,78740157	0,00842014	1,569298	0,00021318	-9,5986E-05	0,00220985
8,82	0,14676091	0,88582677	0,00591373	1,569744	0,00014972	-7,5841E-05	-0,00020435
$\Delta P = 720 \text{ mbar}$							
10,584	0,15595674	0,29527559	0,19160497	1,53669439	0,00485188	-0,00081908	0,33492043
10,584	0,15595674	0,39370079	0,08083335	1,55641187	0,00204656	-0,00046073	0,11725281
10,584	0,15595674	0,49212598	0,04138667	1,56343167	0,00104781	-0,00029487	0,04773869
10,584	0,15595674	0,59055118	0,02395062	1,5665344	0,00060637	-0,00020477	0,02051277
10,584	0,15595674	0,68897638	0,01508261	1,56811244	0,00038185	-0,00015044	0,00843801
10,584	0,15595674	0,78740157	0,01010417	1,56899833	0,00025581	-0,00011518	0,00265182
10,584	0,15595674	0,88582677	0,00709648	1,56953354	0,00017966	-9,1009E-05	-0,00024522
$\Delta P = 800 \text{ mbar}$							
11,76	0,16153129	0,29527559	0,21289442	1,53290357	0,00539123	-0,00091009	0,37215937
11,76	0,16153129	0,39370079	0,08981483	1,55481346	0,00227398	-0,00051192	0,13028282
11,76	0,16153129	0,49212598	0,04598519	1,56261336	0,00116424	-0,00032763	0,05304325
11,76	0,16153129	0,59055118	0,0266118	1,56606085	0,00067374	-0,00022752	0,02279202
11,76	0,16153129	0,68897638	0,01675845	1,56781422	0,00042428	-0,00016716	0,00937558
11,76	0,16153129	0,78740157	0,01122685	1,56879855	0,00028424	-0,00012798	0,00294647
11,76	0,16153129	0,88582677	0,00788498	1,56939323	0,00019963	-0,00010112	-0,00027247

VI.5.8.1. Répartition de la déflexion en fonction de l'épaisseur de la plaque à orifice

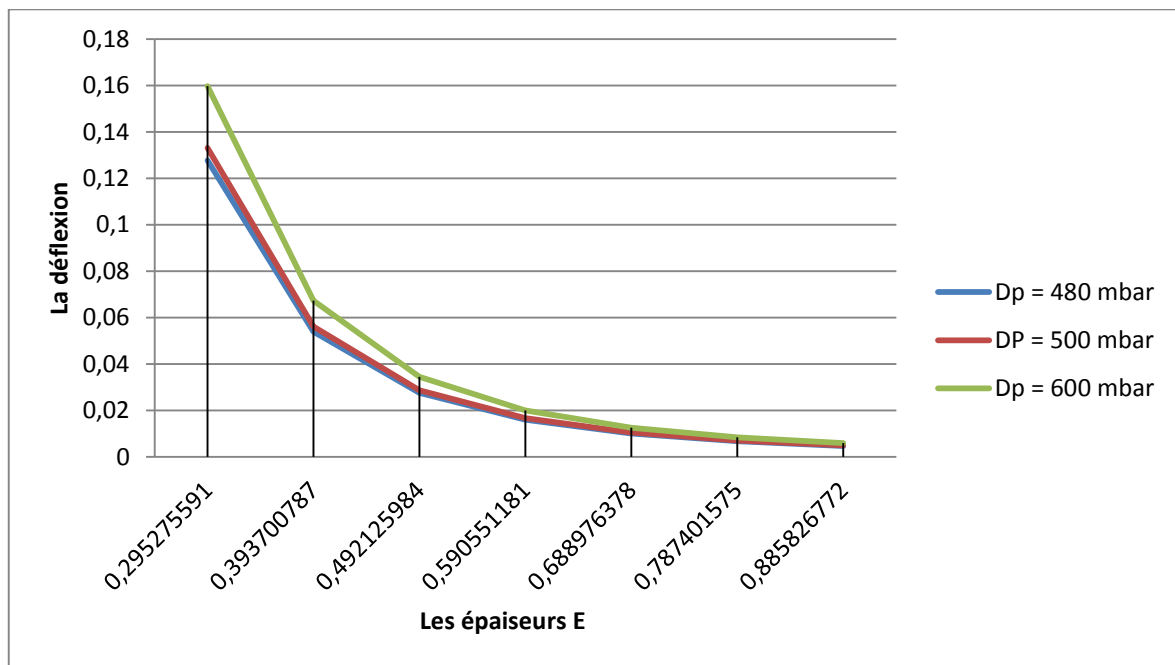


Figure VI.4 : Courbe de variation de la déflexion en fonction de l'épaisseur pour différentes valeurs de ΔP

VI.5.8.2. Interprétations

D'après les résultats mentionnés dans le tableau (VI.23) et les courbes présentées dans la figure (VI.4), on constate qu'avec l'augmentation d'épaisseur de la plaque, la déflexion diminue se traduisant par une réduction de l'erreur sur la mesure du débit.

La valeur de la déflexion augmente avec l'augmentation de la ΔP pour de faibles épaisseurs mais en adoptant des épaisseurs élevées, on peut constater que l'effet de la pression différentielle devient moins évident, vu que la plaque est résistante.

Pour une différence de pression de 500 mbar, la valeur de la déflexion est inférieure à celle de la déflexion maximale à partir d'une épaisseur de 0.5625".

VI.6. Conclusion

Notre banc de comptage se compose de 4 rampes + 1 en stand-by pour chaque gazoduc avec un diamètre extérieur de 24", un diamètre intérieur de 584.2 mm et une épaisseur de 12,7 mm. Un diaphragme dont le diamètre de l'orifice est égal à 324,12 mm pour une pression différentielle de 500 mbar crée par l'orifice et une chute de pression de 336,75 mbar, 336,07 mbar et 337,10 mbar pour le GO1, GO2 et GO3 respectivement.

La pression différentielle provoque une déflexion de la plaque à orifice, ce qui influe sur la précision de mesure du débit.

Lorsqu'on utilise des plaques à orifice d'épaisseurs élevées, on peut passer à des pressions différentielles plus élevées et des rapports de diamètres importants sans pour autant augmenter de manière significative l'erreur due à la déflexion.

CHAPITRE VII :
DIMENSIONNEMENT D'UN BANC DE COMPTAGE
UTRASONIQUE

CHAPITRE VII : Dimensionnement d'un banc de comptage ultrasonique

VII.1. Introduction

La composition du banc de comptage ultrasonique n'est pas complexe vu qu'il ne contient pas de pièces de rechanges. Toutefois, la détermination du diamètre du compteur adéquat nécessite une étude sur les vitesses de transit (concernant la mesure par différence de temps de transit) comme dans notre cas.

Dans ce chapitre, on va déterminer le diamètre du compteur ultrasonique convenable pour un banc de comptage sis au terminal arrivé Oued Saf-Saf et le nombre de rampes qu'on doit installer. Pour cela, on va considérer que le compteur est monocorde et fonctionne par la mesure de la différence du temps de transit.

VII.2. Rappel sur l'ultrason

Le son est une forme d'énergie transmise à travers la matière par des vibrations mécaniques. Par conséquent, le son peut se propager à travers le gaz, les liquides et les solides. Les ultrasons sont des sons dans lesquels la fréquence de vibration est trop élevée pour être entendue par l'oreille humaine. La limite d'audition est d'environ 20000 cycles par seconde, mais elle varie d'une personne à une autre.

Il est courant de définir les ultrasons comme des sons avec des fréquences de plus de 20000 cycles par seconde. L'unité SI est le Hz, cette limite d'ultrasons est de 20000 Hz ou 20 kHz.

Leur propagation est principalement caractérisée par la vitesse ou la vitesse d'onde (translation de diffusion) ou l'atténuation (translation d'absorption) par le milieu croisé.

Pour produire et détecter les ultrasons, on utilise un procédé de transformation de l'énergie électrique en énergie acoustique, et vice versa, grâce aux phénomènes de piézo-électricité.

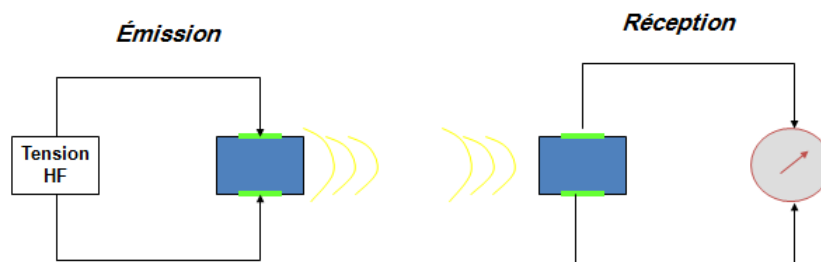


Figure VII.1 : Principe de piézo-électricité

Le principe général consiste en ce qui suit :

- Lorsqu'une tension électrique haute fréquence est appliquée au borne du quartz, se dernier émet une onde ultrasonique.
- Lorsqu'une onde ultrasonique atteint le quartz, une tension électrique mesurable est générée aux bornes de celui-ci.

VII.3. Mesure par différence de temps de transit

Le temps nécessaire à une onde sonore qui se propage d'un point donné à un autre dans le sens de l'écoulement du fluide (parcours A-B) est inférieur à celui de l'onde se déplaçant en sens inverse (parcours B-A).

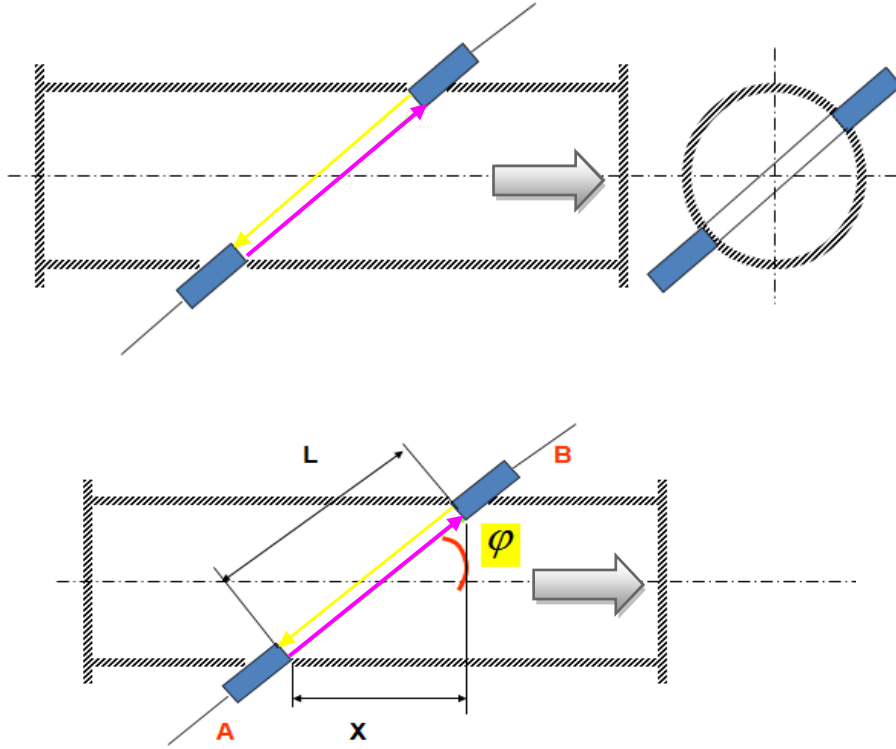


Figure VII.2 : Schématisation de la mesure par différence de temps de transit

Du point A au point B, les ultrasons se propagent à la vitesse :

$$V_{AB} = C + V \cos \varphi \quad (\text{VII.1})$$

Inversement, du point B au point A, les ultrasons se propagent à la vitesse :

$$V_{BA} = C - V \cos \varphi \quad (\text{VII.2})$$

V : Vitesse moyenne d'écoulement du fluide [m/s]

C : Vitesse du son dans le fluide à mesurer [m/s]

φ : Angle formée par l'axe du tube et la ligne de mesure.

Le temps de parcours entre les points A et B est :

$$t_{AB} = \frac{L}{C + V \cos \varphi} \quad (\text{VII.3})$$

Le temps de parcours entre les points B et A est :

$$t_{BA} = \frac{L}{C - V \cos \varphi} \quad (\text{VII.4})$$

L : La distance entre les sondes à ultrasons qui est constante.

Donc on aura :

$$t_{AB} (C + V \cos \varphi) = t_{BA} (C - V \cos \varphi) \quad (\text{VII.5})$$

Comme :

$$\cos \varphi = \frac{X}{L}$$

On tire :

$$V = G \frac{t_{BA} - t_{AB}}{t_{AB} t_{BA}} \quad (\text{VII.6})$$

Avec :

$$G = \frac{L^2}{2X}$$

La vitesse moyenne V est calculée en permanence à partir de mesure en continu de t_{AB} et t_{BA} . De ce fait, le débit volumique peut être calculé en continu selon la relation :

$$Q_v = V.S \quad (\text{VII.7})$$

V : vitesse moyenne de l'écoulement [m/s]

S : section de passage du fluide [m²]

Avec :

$$S = \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{VII.8})$$

On a :

$$D_{int} \geq \sqrt{\frac{4 Q_s}{N \pi V_{max}}} \quad (\text{VII.9})$$

N : Le nombre de rampes

Q_s : le débit volumique aux conditions du site [m³/h]

V_{max} : La vitesse maximale du fluide [m/s]

VII.3.1. La vitesse en fonction du diamètre

$$V_{max} = \frac{4 Q_s}{N \pi D_{int}^2} \quad (\text{VII.11})$$

VII.3.2. Le débit maximal par rampe

$$Q_{\max/r} = \frac{Qv}{N} \quad (\text{VII.12})$$

VII.3.3. La vitesse maximale par rampe $V_{\max/r}$

La vitesse maximale du gaz dans chaque rampe est calculée de la manière suivante :

$$V_{\max/r} = \frac{4 Q_{\max/r}}{\pi D_r^2} \quad (\text{VII.13})$$

$Q_{\max/r}$: Le débit maximal dans chaque rampe

D_r : Diamètre de la rampe

VII.3.4. Le débit minimal par rampe $Q_{\min/r}$

$$Q_{\min/r} = 0,05.Q_{\max/r} \quad (\text{VII.14})$$

VII.3.5. La vitesse minimale par rampe $V_{\min/r}$

$$V_{\min/r} = \frac{4 Q_{\min/r}}{\pi D_r^2} \quad (\text{VII.15})$$

VII.3.6. La vitesse moyenne par rampe $V_{\text{moy}/r}$

$$V_{\text{moy}/r} = 0,8. V_{\max} \quad (\text{VII.16})$$

[17]

Remarques

Dans les calculs qui vont suivre, on va prendre le cas le plus défavorable en termes de vitesse ($V_{\max} \leq 25 \text{ m/s}$).

Le débit le plus élevé que puisse atteindre la ligne afin de prendre en compte toute élévation et éviter les éclatements (On va calculer avec les mêmes débits avec lesquels on a dimensionné le banc de comptage à diaphragme)

Le calcul des diamètres intérieur est fait par la formule de Barlow, de la même manière que le calcul effectué pour le dimensionnement de la rampe du diaphragme.

VII.4. Calcul des épaisseurs des rampes pour des compteurs de 34'', 24'', 20'', 18'', 16''

Introduction des données pour une nuance d'acier X70.

Tableau VII.1 : Donnée pour le calcul des épaisseurs et des diamètres intérieurs

Les données	
Paramètres	Valeurs
facteur de conception	0,4
facteur de soudage	1
Pression Maximale Service [psi]	1029,784
limite élastique minimale [psi]	70000
Facteur de réduction de température	1
Pression maximale [bars]	65

Résultats du calcul

Tableau VII.2 : Résultats de calcul sur les épaisseurs et les diamètres intérieurs

Dext	épaisseur [mm]	Dint [mm]
34"	19,05	825,5
24"	12,7	584,2
20"	9,525	489,316776
18"	8,4074508	440,3850984
16"	7,4732896	391,4534208

VII.5.Calcul de la vitesse d'écoulement du gaz A à l'intérieur des rampes de comptage en fonction du nombre de rampes et du diamètre extérieur

Introduction des données :

Comme dans le cas du dimensionnement du banc de comptage à diaphragme, on va considérer les conditions les plus défavorable en termes de : débit, pression et température.

Donc on prendra le débit max majoré, la température maximale de service et la pression minimale :

Tableau VII.3 : Données du GO1, GO2 et GO3 pour le calcul des vitesses pour chaque diamètre avec le nombre de rampes correspondant

données	GO1	GO2	GO3
Pression min de service [bar]	47		
pression à la condition contractuelle	1		
Qv [Cm3/h]	1800000		
Q aux condition du site	14,773437	14,85881101	14,86553312
ρ [kg/m3]	0,792566645	0,788310884	0,788021183
ρ [kg/Cm3]	35,44274156	35,22040444	35,20447799
Température de service [°C]	50		

Résultats de calculs

Tableau VII.4 : Résultats sur la vitesse pour chaque gazoduc

Dext ["]		34	24	20	18	16
Dint [m]		0,8255	0,5842	0,489316	0,44038	0,39145
S [m2]		0,53520977	0,26804826	0,188048	0,15231583	0,120349
GO1						
	N=1	26,3583767	52,6295564	75,0194682	92,6184782	117,219596
V [m/s]	N=2	13,1791883	26,3147782	37,5097341	46,3092391	58,609798
	N=3	8,78612555	17,5431855	25,0064894	30,8728261	39,0731987
	N=4	6,58959417	13,1573891	18,7548671	23,1546195	29,304899
	N=5	5,27167533	10,5259113	15,0038936	18,5236956	23,4439192
GO2						
V [m/s]	N=1	27,7625927	55,4333433	79,0160552	97,5526347	123,464352
	N=2	13,8812964	27,7166716	39,5080276	48,7763174	61,7321762
	N=3	9,25419758	18,4777811	26,3386851	32,5175449	41,1547841
	N=4	6,94064819	13,8583358	19,7540138	24,3881587	30,8660881
	N=5	5,55251855	11,0866687	15,803211	19,5105269	24,6928705
GO3						
V [m/s]	N=1	27,7751525	55,4584212	79,0518019	97,5967674	123,520207
	N=2	13,8875763	27,7292106	39,5259009	48,7983837	61,7601037
	N=3	9,25838417	18,4861404	26,3506006	32,5322558	41,1734025
	N=4	6,94378813	13,8646053	19,7629505	24,3991918	30,8800519
	N=5	5,5550305	11,0916842	15,8103604	19,5193535	24,7040415

Donc on a pour chaque taille de compteur, un nombre de rampes qui lui correspond. Cela est présenté dans le tableau suivant :

Tableau VII.5 : Configuration correspondante pour chaque gazoduc

choix du compteur			
Taille du	N ° de rampes		
compteur	GO1	GO2	GO3
34"	2 rampes +1	2 rampes +1	2 rampes +1
24"	3 rampes +1	3 rampes +1	3 rampes +1
20"	4 rampes + 1	4 rampes +1	4 rampes +1
18"	4 rampes +1	4 rampes +1	4 rampes +1
16"	5 rampes +1	5 rampes +1	5 rampes +1

VII.6.1. Interprétation

Suite aux calculs effectués, on arrive à déduire qu'en utilisant des compteurs ultrasoniques, le nombre de rampes se réduit à (3+1 en stand-by) pour le GO1, le GO2 et le GO3 avec une taille de compteur qui correspond au diamètre extérieur de la rampe et qui est égal à 24".

Remarque

On prend le nombre de rampes minimal qui correspond à l'exigence sur la vitesse (25 m/s)

VII.7. Le débit max et min dans la rampe

Débit max / rampe	[Cm ³ /h]	599276,44
Débit min / rampe	[Cm ³ /h]	29963,822

02

VII.8. La vitesse max et min dans la rampe

Vitesse max / rampe	[m/s]	17,5431858
Vitesse min / rampe	[m/s]	0,877159274
Vitesse moyenne / rampe	[m/s]	14,03454838

VII.9. Détermination des longueurs en amont et en aval du compteur ultrasonique.

Les contraintes d'installation d'un tel débitmètre sont moins sévères que pour les autres technologies : 10D de longueurs droites en amont et 3D en aval du compteur sont nécessaires pour atteindre la précision requise.[21]

Longueur en amont [m]	5,842
Longueur en aval [m]	1,7526

CHAPITRE VIII :
MESURE DE L'INCERTITUDES DU COMPTEUR A
DIAPHRAGME ET ULTRASONIQUE ET CHOIX DU
SYSTEME DE COMPTAGE LE PLUS ADEQUAT

CHAPITRE VIII : Mesure de l'incertitude du comptage à diaphragme et ultrasonique et choix du système de comptage le plus adéquat

VIII.1. Introduction

Notre étude est portée sur le comptage transactionnel de gaz naturel, et le dimensionnement du banc de comptage ensuite le bon choix des dimensions du diaphragme à utilisé, maintenant la question qui se pose, quel est le niveau de précision de ce système comptable ?

Généralement, quand il s'agit de consommation nationale, l'étude sur les incertitudes n'est pas aussi profonde que lorsqu'on parle de commerce international, il est convenu universellement

que l'erreur de mesure sur le débit massique du gaz naturel dans le cadre transactionnel ne devrait pas dépasser les 1% du débit massique réel, car il s'agit d'un vendeur et d'un client, d'un contrat et d'une marchandise de quantité précise. Ce qu'on fera dans ce chapitre, c'est d'estimer l'erreur de mesure totale de notre système de comptage, de l'évaluer vis-à-vis des recommandations du marché et d'essayer de la baisser si elle en dépasse.

L'incertitude de mesure dépend de chaque élément de notre appareillage, lorsqu'un élément comporte une large marge d'incertitude, elle devient alors plus considérable, et afin de la baisser on essaiera de rétrécir cette marge, comment donc ? Ça sera en augmentant la précision de cet élément. Et pour avoir plus de précision de mesure et pour qu'on se rapprocher plus de la vraie valeur du débit, on augment le nombre d'appareils attribués à mesurer la même grandeur.

On rencontrera dans ce chapitre la méthodologie purement abstraite de notre fameux mesurande «l'incertitude », on verra également les appareils qui contribuent à son élévation et on essaiera d'estimer l'erreur qu'ils rapportent, et enfin, on calculera l'incertitude totale sur le débit massique qu'on évaluera selon différentes approches.

VIII.2. Méthodologie d'incertitude

VIII.2.1. Termes et définitions

VIII.2.1.1. Incertitude

Paramètre associé aux résultats d'une mesure qui caractérise la dispersion des valeurs qui pourrait raisonnablement être attribué au mesurande.

Remarque

Les incertitudes sont exprimées en valeur absolue et ne prennent pas de signe positif ou négatif.

VIII.2.1.2. Grandeur mesurée:

La grandeur mesurée est la grandeur dont on peut mesurer.

VIII.2.1.3. Mesurande :

Le mesurande est la grandeur inaccessible qu'on cherche à mesurer.

VIII.2.1.4. Incertitude-type $u_i(x)$:

Incertainitude sur une grandeur mesurée exprimée en écart-type, son unité est la même que celle de la grandeur mesurée.

VIII.2.1.5. Incertitude relative $u^*(x)$:

Incertainitude-type divisée par la meilleure estimation, elle est exprimée en pourcentage, on notera :

$$u^*(x) = u_i(x)/x \quad (\text{VII.1})$$

VIII.2.1.6. Incertitude-type combinée $u_c(y)$:

C'est une incertainitude réunissant plusieurs sources d'incertitudes, elle est égale à la racine carrée positive de la somme des produits des coefficients de sensibilité c_i et des incertitudes-types u_i de chaque source élevés au carré, elle représente l'écart-type du mesurande général.

Il est défini sous la formule suivante :

$$u_c(y) = \sqrt{[c_i u_i(x_i)]^2} \quad (\text{VII.2})$$

VIII.2.1.7. Incertitude combinée relative $u_c^*(y)$:

C'est l'incertainitude-type combinée divisée par la plus grande estimation, elle est exprimée en pourcentage.

VIII.2.1.8. Incertitude élargie U (ou étendue) :

Selon les formules de u_c et u_c^* , le résultat globale est obtenu à partir d'une somme des contributions de l'incertainitude-type de chaque source d'entrée à l'incertainitude du résultat. L'incertainitude-type combinée résultante est donc une incertainitude-type de la grandeur globale ; en se référant à la figure, on constate que, avec un facteur K effectif de 1, la bande passante définie par une incertainitude-type n'aura qu'un niveau de confiance d'environ 68%, ou une chance de 1 sur 3 qu'elle se situe en dehors de la bande. Ces chances sont peu utiles en termes d'ingénierie et l'exigence normale est de fournir une déclaration d'incertitude avec un niveau de confiance de 90% ou 95% ; dans certains cas extrêmes, 99% ou plus pourraient être nécessaires. Pour obtenir le niveau de confiance désiré, une incertitude étendue, U , est utilisée conformément à l'équation suivante :

$$U = K u_c(y) \quad (\text{VII.3})$$

VIII.2.1.9. Incertitude relative élargie U^* :

C'est l'incertitude élargie divisée par la plus grande estimation, c'est la valeur finale qu'on cherche à trouver, elle est généralement exprimée en pourcentage. Elle est sous la forme suivante :

$$U^* = K u_c^* \quad (\text{VII.7})$$

VIII.2.1.10. Coefficient de sensibilité c_i :

C'est un coefficient qui présente le degré d'influence d'une incertitude-type (intrant) sur l'incertitude totale du système (sortie), il est parfois appelé le coefficient d'influence. Sa définition arithmétique est le changement de l'estimation du résultat y , divisé par la variation correspondante de l'estimation de l'intrant x_i . Il est obtenu de deux façons : analytique ou numérique. Lorsque son fonctionnelle mathématique est disponible, le coefficient sera égal :

$$c_i = \delta y / \delta x_i \quad (\text{VII.7})$$

Mais généralement, ce n'est pas le cas, d'où, il sera plus facile d'obtenir les coefficients de sensibilité numériquement, en calculant l'effet d'un petit changement dans la variable d'entrée, x_i , sur la valeur de sortie, y . on posera alors l'incrément Δx_i égal à l'incertitude élargie d'une source d'incertitude, on calculera par la suite les intrants des deux extrémités de la fourchette de précision, x_i^+ et x_i^- , c'est-à-dire $(x_i + \Delta x_i)$ et $(x_i - \Delta x_i)$, puis on calculera leurs images. Le coefficient de sensibilité aura pour approche :

$$c_i = \frac{y(x_i^+) - y(x_i^-)}{2 \Delta x_i} \quad (\text{VII.7})$$

VIII.2.1.11. Facteur de couverture K :

Facteur numérique utilisé comme multiplicateur d'une incertitude-type (au cas d'une incertitude individuelle) ou d'une incertitude-type combinée (dans le cas d'un mesurande dépendant de plusieurs sources d'incertitudes), ceci afin d'obtenir une extension d'incertitude, appelée incertitude élargie ; ie. K est généralement compris entre 2 et 3.

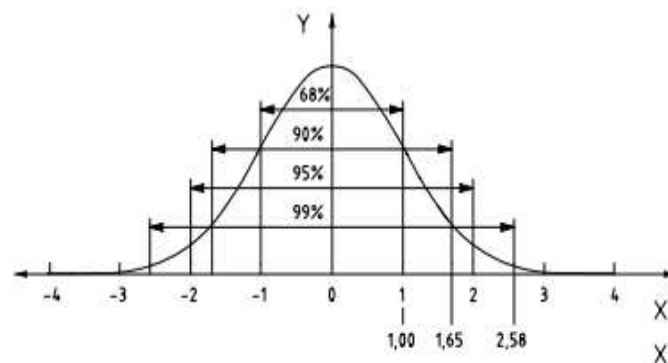


Figure VIII.1 : Facteur de couverture pour différents niveaux de confiance pour une distribution normale

VIII.2.2. Distributions de probabilité :

Les lois de distribution de probabilité les plus connues sont présentées dans ce qui suit.

VIII.2.2.1. Distribution rectangulaire :

Ou $k = \sqrt{3}$

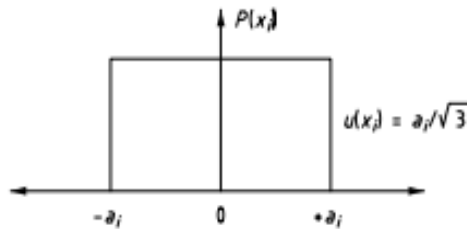


Figure VIII.2 : Distribution de probabilité rectangulaire

VIII.2.2.2. Distribution normale :

Ou $k = 2$

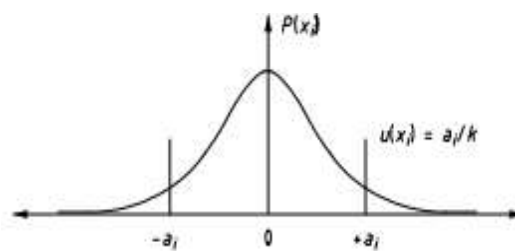


Figure VIII.3 : Distribution de probabilité normale

VIII.2.2.3. Distribution triangulaire :

Ou : $K = \sqrt{6}$

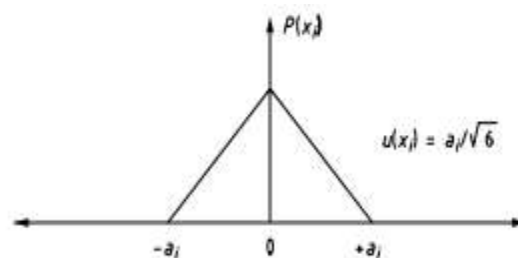


Figure VIII.4 : Distribution de probabilité

VIII. 3. Déroulement du calcul

Pour atteindre l'objectif de ce chapitre, on va calculer l'incertitude étendue relative à chaque grandeur mesurée, elle dépend de plusieurs sous-incertitudes, on donnera pour l'exemple l'erreur sur la mesure de pression, elle se dépend des erreurs liées à : la marge de précision du capteur, l'alimentation électrique, la tolérance d'étalonnage,...

Bien sur, ces erreurs-là sont fournies par le constructeur, mais sous formes d'incertitudes élargies. Afin de les exploiter, on devra les transformer en incertitude-type en divisant par leur propre facteur de couverture, qui dépend de leur loi de distribution de probabilités, qui elle-même est précisée par le constructeur

Une fois qu'on a calculé cette incertitude-type, on va la multiplier par le facteur de sensibilité c_i , celui qui définit le niveau d'influence de cette sous-erreur sur l'erreur de la grandeur mesurée, et pour le cas d'incertitude de pression ou de température on le prend égale à 1. Dès qu'on arrive à calculer tous les produits, on les élèvera au carré, les sommera et les mettra sous la racine carrée afin d'obtenir une incertitude combinée liant toutes ces sous-incertitudes, cette incertitude combinée représentera elle-même l'incertitude-type de la grandeur mesurée.

Remarque importante :

Pour avoir une précision de 95% sur cette grandeur mesurée, on va multiplier l'incertitude combinée par $K = 2$, on a choisi cette valeur de K car on a considéré que toutes les grandeurs mesurées sont régies par une loi de distribution normale de probabilités.

On appliquera cette procédure de calcul sur toutes les grandeurs mesurées comportant plusieurs sous-incertitudes. Quand on obtiendra l'erreur liée à chaque grandeur mesurée, on pourra dès lors de regrouper pour déterminer l'erreur de mesure sur le débit massique.

VIII.3.1. Incertitude sur la mesure de pression

Pour déterminer la masse volumique du gaz, il est nécessaire de déterminer la pression en amont et aval du diaphragme en utilisant un capteur de pression, cette grandeur est totalement indépendante de la mesure de la pression différentielle créée par l'orifice.

Les sous-contraintes liées à cette grandeur sont :

- Incertitude liée à la précision de l'instrument (précision du capteur)
- Incertitude liée à la dérive (effet de stabilité à long terme)
- Incertitude liée à l'effet de l'alimentation électrique
- Incertitude liée à la température ambiante du site
- Incertitude liée à l'étalonnage de référence
- Incertitude liée à la tolérance de calibration
- Incertitude liée à la résistance de conversion
- Incertitude liée au convertisseur
- Incertitude liée au calculateur débit
- Incertitude liée à la pression atmosphérique du site

Chapitre VIII: Mesure de l'incertitude du comptage à diaphragme et ultrasonique et choix du système de comptage le plus adéquat

Les calculs et leurs résultats sont présentés dans les tableaux ci-dessous :

Données d'exploitation	
Pression	47
Température	50
la masse volumique	35,4427

Tableau VIII.1 : Calculs de l'incertitude sur la mesure de pression

sources d'incertitude sur la pression	incertitude élar U	Distribution	K	incertitude-type ui	Ci	(ui*Ci) ²
incertitude liée à la précision de l'instrument (précision du capteur)	0,0375	Normale	2	0,01875	1	0,000351563
incertitude liée à la dérive (effet de la stabilité à long terme)	0,06	Normale	2	0,03	1	0,0009
incertitude liée à l'effet de l'alimentation électrique	0,024390244	Normale	2	0,012195122	1	0,000148721
incertitude liée à la température ambiante du site	0,04545	Normale	2	0,022725	1	0,000516426
incertitude liée à l'étalonnage de référence	0,0041	Normale	2	0,00205	1	4,2025E-06
incertitude liée à la tolérance de calibration (tolérance d'étalonnage)	0,04	Rectangulaire	$\sqrt{3}$	0,023121387	1	0,000534599
incertitude liée à la résidence de conversion	0,0041	Rectangulaire	$\sqrt{3}$	0,002369942	1	5,61663E-06
incertitude liée au convertisseur	0,02	Rectangulaire	$\sqrt{3}$	0,011560694	1	0,00013365
incertitude liée à la pression atmosphérique du site	-	Rectangulaire	$\sqrt{3}$	0	1	0
incertitude liée au calculateur débit	0,00001	Normale	2	0,000005	1	2,5E-11

En combinant toutes ces incertitudes, on obtient :

Tableau VIII.2 : Calculs de l'incertitude combinée et élargie sur la mesure de pression

Incrtitude combinée uc(P)	K	Incrtitude élargie U(P)	U*(P)[%]
0,050938948	2	0,101877897	0,216761483

Alors :

La pression en tenant compte de l'incertitude globale sera:

$$P = 47 \pm 0.216761483$$

VIII.3.2. L'incertitude sur la mesure de température

Pour mesurer la température, on installe deux capteurs de températures en amont et en aval du diaphragme. Et pour calculer l'incertitude liée à ce dernier on calcul les sous-erreurs de chaque élément construisant le capteur.

Les sous-incertitudes sont :

- Incertitude liée à la précision de la sonde de température
- Incertitude liée à la précision base du capteur
- Incertitude liée à l'effet de l'alimentation électrique
- Incertitude liée à la dérive des caractéristiques (stabilité) avec le temps
- Incertitude liée à la température ambiante du site
- Incertitude liée au calibrage du transmetteur
- Incertitude liée à l'installation du composant
- Incertitude liée à la tolérance de la résistance
- Incertitude liée à la tolérance ADC
- Incertitude liée à la correction de la température amont

Après le calcul de l'incertitude sur la mesure de température, celle-ci ne doit pas y aller en dessous d'une certaine incertitude liée à la tolérance de calibration du transmetteur U_{tol} . Donc : l'incertitude élargie globale sera obtenue en effectuant un test logique sur la plus haute valeur obtenue entre $U(T_1)$ et U_{tol} .

$$U(T) = \max(U_{T1} , U_{tol}) \quad (VII.7)$$

Le calcul est détaillé dans ce qui suit :

Données	
Température [°C]	50

Tableau VIII.3 : Calcul de l'incertitude sur la mesure de la température

Source d'incertitude sur la mesure de température	Incertitude $U[^\circ\text{C}]$	Distribution	K	Incertitude-type u_i	C_i	$(u_i \cdot C_i)^2$
Incetitude liée à la précision de la sonde de température	0,15	Normale	2	0,075	1	0,005625
Incetitude liée à la précision base du capteur	0,113	Normale	2	0,0565	1	0,00319225
Incetitude liée à l'effet de l'alimentation électrique	0,003	Normale	2	0,0015	1	0,00000225
Incetitude liée à la dérive des caractéristiques (stabilité) avec le temps	0,00813	Normale	2	0,004065	1	1,65242E-05
Incetitude liée à la température ambiante du site	-	Normale	2	0	1	0
Incetitude liée au calibrage du transmetteur	-	Normale	2	0	1	0
Incetitude liée à l'installation des composants	0,1	Normale	2	0,05	1	0,0025

Chapitre VIII : Mesure de l'incertitude du comptage à diaphragme et ultrasonique et choix du système de comptage le plus adéquat

Incertitude liée à la tolérance de la résistance	-	rectangulaire	$\sqrt{3}$	0	1	0
Incertitude liée à la tolérance ADC	0,026	rectangulaire	$\sqrt{3}$	0,015028902	1	0,000225868
Incertitude liée à la correction de la température amont	0,1	normale	2	0,05	1	0,0025
Incertitude liée à la tolérance de calibration du transmetteur	0,182	-	-	-	-	-

En complétant le calcul afin d'obtenir les résultats suivantes :

Tableau VIII.4 : Calculs de l'incertitude combinée et élargie sur la mesure de température

Incertitude combinée $uc(T)$	K	Incertitude élargie $U(T)$	Incertitude élargie $U^*(T)[\%]$
0,118582849	2	0,237165698	0,474331397

La température en tenant compte de l'incertitude globale sera :

$$T = 50 \pm 0.474331397 \%$$

VIII.3.3. Incertitude sur la mesure des diamètres : diamètre de la conduite et le diamètre de l'orifice

Le diamètre de la rampe est mesuré à l'aide d'un micromètre interne, il est obtenu en faisant la moyenne de 4 mesures différentes sur le pipe. L'incertitude sur la mesure du diamètre D dépend des facteurs suivants :

- Incertitude d'étalonnage du micromètre
- Incertitude de résolution du micromètre
- Incertitude due à l'utilisation du micromètre

L'utilisation d'une moyenne de 4 lectures réduira l'impact des incertitudes dues à la résolution et à l'utilisation du micromètre, mais le processus de calcul n'affectera pas l'incertitude due à l'étalonnage.

L'incertitude-type combinée moyenne des deux sources d'incertitudes affectées par la répétition des mesures (l'utilisation et résolution du micromètre) sera calculée par la manière suivante :

$$uc\ moy = \frac{\sqrt{(ures.C1)^2 + (uutil.C2)^2}}{\sqrt{n}} = \frac{uc1(D)}{\sqrt{4}} \quad (VII.8)$$

L'incertitude-type combinée totale est donnée par la formule suivante :

$$uc(D) = \sqrt{\sum (Ci \cdot ui)^2} = \sqrt{(ucmoyC)^2 + (uéta1C)^2} = \lambda(D) \quad (VII.9)$$

Chapitre VIII : Mesure de l'incertitude du comptage à diaphragme et ultrasonique et choix du système de comptage le plus adéquat

Où :

$U_c(D)$: incertitude-type combinée sur la mesure du diamètre D [mm]

$\lambda(D)$: Ecart type

$u_{c \text{ moyenne}}$: incertitude-type combinée de la moyenne des 4 lectures due à la résolution et à l'utilisation [mm]

$u_{\text{étal}}$: incertitude-type à l'étalonnage du micromètre [mm]

n : Nombre de mesure

Les sources d'incertitudes étant considérées comme indépendantes, les coefficients de sensibilité, calculés par dérivation partielle seront tous égaux à l'unité, $C_i = 1$.

Le diamètre de la plaque à orifice est mesuré de la même manière que le diamètre de la conduite, en utilisant la procédure mais avec un micromètre de plus petite taille. L'analyse et les étapes de calcul sont identiques à ceux utilisés pour calculer l'incertitude sur D .

Les résultats du calcul sont détaillés dans les tableaux ci-dessous :

Les données	
D [mm]	d [mm]
584,4208276	324.258585

Tableau VIII.5 : Calculs de l'incertitude sur la mesure du diamètre

Les sources d'incertitude sur la mesure des diamètres D et d	Incetitude U	K	Incetitude standard U_i	C_i	$(C_i \cdot U_i)^2$
Incetitude d'étalonnage du micrometre	0,01	2	0,005	1	0,000025
Incetitude de résolution du micromètre	0,01	1,73	0,002890173	1	8,3531E-06
Incetitude lié à l'utilisation du micromètre	0,04	1,73	0,011560694	1	0,00013365

En calculant les incertitudes combinées et on obtient

Tableau VIII.6 : Calculs de l'incertitude combinée sur la mesure du diamètre

Incetitude combinée du à la résolution et l'utilisation	Incetitude combinée moyenne $U_{c \text{ m}}$ de résolution et d'utilisation	Incetitude totale combinée U_c
0,01191649	0,005958245	0,007778219

Les résultats sont présentés dans les tableaux suivants :

Tableau VIII.7 : Résultats sur l'incertitude sur la mesure du diamètre

U_c totale	K	Incetitude élargie $U(D,d)$ [mm]	$U^*(D)$ [%]	$U^*(d)$ [%]
0,007778219	2	0,015556437	0,002662041	0,0047975405

D'où, la mesure sur le diamètre de la rampe sera égale à 7 :

$$D = 584.2 \pm 0.002662041\%$$

La mesure sur le diamètre de l'orifice sera égale à :

$$d = 324.258585 \pm 0.0047975405\%$$

VIII.3.4. Incertitude sur la mesure de la pression différentielle ΔP :

La mesure de la ΔP se fait par un capteur de pression différentielle. L'incertitude sur cette mesure dépend de :

- L'incertitude d'étalonnage du transmetteur ;
- L'incertitude de la résolution de l'affichage ;
- L'incertitude liée à l'utilisation ;

Les paramètres étant considérés comme indépendants, les coefficients de sensibilité, calculé par dérivation partielle seront tous égaux à l'unité, $C_i = 1$.

Les résultats des calculs seront affichés dans les tableaux suivants :

les données	
la différence de pression	50000

Tableau VIII.8 : Calculs de l'incertitude sur la mesure de pression différentielle

Sources d'incertitude	Incertitude U	Distribution	K	ui	Ci	(ui*Ci) ²
Incertitude de calibrage	27,5	Normale	2	13,75	1	189,0625
Incertitude de resolution	10	Rectangulaire	1,73	5,78034682	1	33,41240937
Incertitude liée à l'utilisation	54,9275	Rectangulaire	1,73	31,75	1	1008,0625

Les résultats seront :

Tableau VIII.9 : Résultats l'incertitude combinée sur la mesure de pression différentielle

Incertitude combinée Uc	K	U(ΔP)	U*(ΔP) [%]
35,07901665	2	70,1580333	0,070158033

Alors, la mesure de la pression différentielle sera égale à :

$$\Delta P = 500 \pm 0,070158033\%$$

VIII.3.5. Incertitudes sur le coefficient de décharge C et le coefficient de détente ε :

L'incertitude relative de la valeur de C est choisie comme suit :

$$U(C) = (0.7 - \beta)\% \quad \text{si} \quad 0.1 \leq \beta \leq 0.2 : \text{qui n'est pas notre cas}$$

Chapitre VIII : Mesure de l'incertitude du comptage à diaphragme et ultrasonique et choix du système de comptage le plus adéquat

$U(C)^* = 0.5\%$ si $0.2 \leq \beta \leq 0.6$: qui est notre cas

$U(C)^* = (1.667\beta - 0.5)\%$ si $0.6 \leq \beta \leq 0.75$: qui n'est pas notre cas

Si $D < 71.12$ mm (notre D est supérieur), il convient d'ajouter de manière arithmétique l'incertitude relative suivante aux valeurs ci-dessus :

$$+0.9(0.75 - \beta)(2.8 - \frac{D}{25.4})\%$$

Si $\beta > 0.5$ et $Re_D < 10000$ (notre Re est supérieur à 10000), il convient d'ajouter de manière arithmétique l'incertitude relative suivante aux leurs ci-dessous :

$$+0.5\%$$

On aura donc :

Incertitude relative $U^*(c)\%$
0,5

Le coefficient de décharge C en tenant compte de l'incertitude sera :

$$C = 0.601452498 \pm 0.5\%$$

Pour le coefficient de détente ε :

L'incertitude relative de la valeur de ε est donnée par :

$$U^*(\varepsilon) = 3.5 \frac{\Delta P}{KP1} \% \quad (VII.11)$$

On aura simplement :

Incertitude relative $U^*(\varepsilon)\%$
0,026425864

Alors le coefficient de détente sera :

$$\varepsilon = 0.997273494 \pm 0.026425864\%$$

VIII.3.6. Incertitude sur la mesure de la masse volumique

La chromatographie est une méthode physico-chimique qui sert à séparer les différentes substances présentes dans un mélange comme notre cas gazeux, et permet de définir leurs fractions molaires. Elle contient une incertitude sur les résultats qu'elle propose, ce qui se répercute sur l'incertitude de la masse volumique, étant donné que cette dernière est obtenue à partir du facteur de compressibilité, qui lui est calculé à partir d'un logiciel géré par l'AGA 8, cette norme exige la composition exacte du gaz, ainsi que la température et la pression de service, donc à chaque fois qu'un seul composant dérive légèrement dans sa fourchette d'incertitude, la masse volumique change significativement, et son impact monétaire est assez considérable. Afin de considérer ces imperfections, on ne va nullement fermer les yeux sur le

facteur de sensibilité, et il ne sera pas grossièrement égal à 1 comme on l'a considéré précédemment.

Le chromatographe fournit une erreur de mesure (incertitude élargie) sur chaque composant du gaz naturel, donc chaque composant représentera une source d'incertitude ; les erreurs sur la température et la pression sont auparavant ; l'EOS est l'erreur sur la précision du logiciel calculant le facteur de compressibilité. Ce sont donc des sources d'incertitude dont le coefficient de sensibilité doit être calculé, en admettant qu'elles obéissent toutes à une loi de distribution de probabilités normale.

Remarque

C_i (EOS) = 1 car cette grandeur ne participe pas au calcul de la masse volumique.

Comme on a vu dans la partie théorique, le coefficient de sensibilité se calcule par la manière suivante :

$$C_i = \frac{y(x_i^+) - y(x_i^-)}{2\delta x_i} \quad (\text{VII.10})$$

x_i^+ et x_i^- sont $\bar{x}_i \pm \delta x_i$, sachant que $\bar{x}_i$ est le centre de la plage d'incertitude de mesure (la moyenne de l'intervalle), il sera égal à la fraction molaire du composant quand on considère le composant comme source d'incertitude, à 50°C quand c'est la température, et 47 bars quand c'est la pression ; δx_i est l'incertitude élargie de chaque source d'incertitude.

Et enfin $y(x_i^+)$, c'est la nouvelle masse volumique tenant compte de l'erreur $\pm \delta x_i$, on obtient en insérant à chaque fois dans le programme de l'AGA8 tous les $\bar{x}_i$, en remplaçant uniquement le $\bar{x}_i$ de la source d'incertitude considérée par $\bar{x}_i + \delta x_i$ et $\bar{x}_i - \delta x_i$ respectivement. On obtiendra alors notre coefficient de sensibilité propre à chaque source.

A préciser que le δx_i est homogène dimensionnellement avec la mesure de sa grandeur, il est exprimé en pourcentage quand il s'agit d'un composant HC, en °C quand il s'agit de température et en bars quand il s'agit de pression.

On aura alors :

les données	
pression[bar]	47
température[°C]	50
ρ [kg/m ³]	35,4427
Z	0,9225

Chapitre VIII : Mesure de l'incertitude du comptage à diaphragme et ultrasonique et choix du système de comptage le plus adéquat

Tableau VIII.10 : Calculs de l'incertitude combinée sur la mesure de la masse volumique par la norme AGA 8

Source	X_i	Δx_i	X_+	X_-	$\rho_+[\text{kg/m}^3]$	$\rho_-[\text{kg/m}^3]$	K	U_i	C_i	$(C_i \cdot u_i)^2$
C1	85,19	0,087	85,277	85,103	35,4377	35,4478	2	0,0435	-0,058	6,38E-06
C2	9,7	0,069	9,769	9,631	35,4616	35,4238	2	0,0345	0,27391	8,93E-05
C3	1,51	0,035	1,545	1,475	35,4635	35,422	2	0,0175	0,59286	0,000108
I-C4	0,1	0,009	0,109	0,091	35,4609	35,4345	2	0,0045	1,46667	4,36E-05
N-C4	0,18	0,009	0,189	0,171	35,4509	35,4346	2	0,0045	0,90556	1,66E-05
I-C5	0,03	0,009	0,039	0,021	35,4537	35,4318	2	0,0045	1,21667	3E-05
N-C5	0,03	0,009	0,039	0,021	35,4406	35,4317	2	0,0045	0,49444	4,95E-06
C6+	0,03	0,003	0,033	0,027	35,4475	35,4379	2	0,0015	1,6	5,76E-06
N2	1,2	0,003	1,203	1,197	35,4432	35,442	2	0,0015	0,2	9E-08
CO2	1,98	0,003	1,983	1,977	35,4443	35,4412	2	0,0015	0,51667	6,01E-07
He	0,05	0,003	0,053	0,047	35,4416	35,4439	2	0,0015	-0,3833	3,31E-07
Pression	47	0,1018779	47,10188	46,8981	35,5256	35,3599	2	0,0509389 5	0,81323	0,001716
Température	50	0,2369277	50,23693	49,7631	35,4079	35,4776	2	0,1184638 5	-0,1471	0,000304
EOS	-	0,05342	-	-	-	-	-	0,02671	1	0,000713

Après le calcul, on obtient :

Tableau VIII.11 : Résultats de l'incertitude combinée sur la masse volumique

U_c	K	$U(\rho)$	$U^*(\rho)[\%]$
0,05512057	2	0,11024114	0,31104047

Alors : la masse volumique sera :

$$\rho = 35.4427 \pm 0.31104047$$

VIII.3.7. Détermination de l'incertitude sur la mesure du débit massique

Après avoir diagnostiqué les instruments du système un par un, et déterminer l'erreur de mesure qu'ils peuvent causer, on essaiera de les assembler en utilisant la méthode mentionnée dans la norme ISO 5167 afin de calculer celle engendrée sur la mesure du débit massique.

D'après la norme ISO 5167, la formule pratique de calcul de l'incertitude sur le débit massique Q_m est donnée par l'équation suivante : [14]

$$\frac{\delta q_m}{q_m} = \sqrt{\left(\frac{\delta C}{C}\right)^2 + \left(\frac{\delta \varepsilon}{\varepsilon}\right)^2 + \left(\frac{2\beta^4}{1-\beta^4}\right)^2 \left(\frac{\delta D}{D}\right)^2 + \left(\frac{2}{1-\beta^4}\right)^2 \left(\frac{\delta d}{d}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\delta \Delta p}{\Delta p}\right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{\delta \rho_1}{\rho_1}\right)^2} \quad (\text{VII.12})$$

Où :

- $\delta q_m/q_m$: incertitude relative u débit massique $U(q_m)*[\%]$
- $\delta C/C$: incertitude relative du coefficient de décharge $U(C)*[\%]$
- $\delta \varepsilon/\varepsilon$: incertitude relative du coefficient de détente $U(\varepsilon)*[\%]$
- $\delta D/D$: incertitude relative du diamètre de la rampe $U(D)*[\%]$
- $\delta d/d$: incertitude relative du diamètre de l'orifice $U(d)*[\%]$
- $\delta \Delta P/\Delta P$: incertitude relative de la pression différentielle $U(\Delta P)*[\%]$
- $\delta \rho/\rho$: incertitude relative de la masse volumique

Les tableaux suivants vont présenter toutes les étapes nécessaires :

Tableau VIII.13 : Calcul de l'incertitude sur la mesure du débit massique

Les données							
$U^*(C) [\%]$	$U^*(\varepsilon) [\%]$	$U^*(D) [\%]$	$U^*(d) [\%]$	$U^*(\Delta P) [\%]$	$U^*(\rho) [\%]$	Beta	$Q_m [\text{Kg/s}]$
0,5	0,02642586	0,0026620413087	0,0047975405	0,07015803	0,31104047	0,562348635	97.92622625

On obtient:

Tableau VIII.14 : Résultats de l'incertitude sur le débit massique

incertitude-type	$U(Q_m) [\text{kg/s}]$	$U^*(Q_m) [\%]$
0.268099009498	0,5361980189	0,54755303

Alors le débit massique en tenant compte de l'incertitude sera :

$$Q_m = 97.92622625 \pm 0.54755303$$

VIII.4. Comparaison entre l'AGA 8 et L'AGA NX 9 en terme d'incertitude

Dans cette partie on va calculer l'incertitude du débit en considérant que la masse volumique est calculée par la norme AGA NX19. Puis on va déterminer l'incertitude sur le débit.

VIII.4.1. L'incertitude de la masse volumique

Incertitude relative $U^*(\rho)\%$	0.374049
------------------------------------	----------

En continuant les étapes de calculs afin de déterminer l'incertitude de débit mesuré :

$U(Q_m)$ élargie	$U(Q_m) [\%]$
0.539504958	0.550931

Alors :

$$Q_m = 97.92622625 \pm 0.550931\%$$

VIII.5. Interprétations

Le comptage transactionnel impose une mesure précise de manière à ne pas porter préjudice dans une transaction commerciale aux deux partenaires. Nous avons vu que l'erreur de mesure d'un banc de comptage dépend étroitement de l'erreur des différents éléments qui contribue dans la fonction de mesure du compteur.

Dans notre étude lors du calcul de l'incertitude du débit massique nous avons obtenu une valeur égale 0.54732405% ce qui est inférieur la valeur admise de 1%, par conséquent, le banc de comptage dimensionné peut être utilisé pour la comptabilisation et la facturation de quantités de gaz livrées aux clients ou en transit.

Au-delà du calcul d'incertitude présenté plus haut, lors de ce travail nous avons soulevé également l'importance du choix de la norme de calcul du facteur de compressibilité. Nous avons remarqué que le débit mesuré en considérant la norme AGA NX19 et AGA 8 présente une différence. Ceci est dû à la valeur du facteur de compressibilité qui est plus faible avec la norme NX 19 ce qui se traduit par une masse volumique plus élevée entraînant une comptabilisation d'un volume plus important portant de fait préjudice à l'acheteur.

Par conséquent, à la lumière des résultats obtenus et après comparaison des deux normes il apparaît clairement que la norme AGA8 est mieux adaptée étant donnée qu'elle est plus précise dans l'estimation du facteur de compressibilité.

VIII.6. L'incertitude sur la mesure du débit par un compteur ultrasonique

L'incertitude des compteurs ultrasoniques sont donnée par le fournisseur.

VIII.7. Comparaison entre le compteur ultrasonique et le compteur à diaphragme

Le compteur à diaphragme et le compteur ultrasonique sont considérés comme les plus utilisés dans l'industrie pétrolière et gazière pour le comptage des grands débits. Malgré que le compteur déprimogène prend le dessus, la technologie de l'ultrasonique commence à être adaptés par plusieurs clients, notamment en Algérie.

VIII.7.1. Les avantages et inconvénients du compteur à diaphragme

Les avantages :

- C'est le dispositif le plus simple
- Moins encombrant
- Moins coûteux
- Robuste
- Permet de mesurer de grandes quantités de fluide à haute pression.

Les inconvénients :

- Conditions d'installation
- Sensible aux perturbations de l'écoulement
- Il provoque une perte de charge très importante qui peut aller jusqu'à 90 % de la pression différentielle mesurée sur un diaphragme

VIII.7.2. Les avantages et inconvénients du compteur ultrasonique

Les avantages :

- Pas de pièces de rechange
- Bidirectionnel
- Mesure le débit sans perturber l'écoulement et n'entraîne pas une perte de charge il est donc insensible à l'agressivité du fluide

Les inconvénients :

- Longueurs droites
- Le coût [3]

Dans le tableau ci-dessous, on va faire une comparaison entre les deux en se basant sur plusieurs aspects

Tableau VIII.15 : Comparaison entre le compteur déprimogène et ultrasonique

	Diaphragme	Ultrasonique
Pertes de charge	Perte de charge importante	Perte de charge nulle et absences de singularités
Pression différentielle	ΔP crée par l'élément déprimogène	Pas de pièces obturatrices créant la ΔP
Consommation de gaz	Elle dépend de la perte de charge	Négligeable
Diamètres des rampes	Limité à $\leq 24"$	Pas de limites
Maintenance	Maintenance facile à partir des pièces de rechange	Calibrage chez le constructeur
Cout	Cout moins élevé	Cout élevé
Précision	$\pm 2 \%$	($2 \div 0,5 \%$)

VIII.7.3. Interprétations

Après avoir étudié les avantages et les inconvénients de chaque compteur, on a déduit que le compteur ultrasonique est plus perfectionné, récent et facile à installer parce qu'il n'est pas constitué de plusieurs éléments, il ne crée pas de pertes de charges et il a une bonne précision mais son étalonnage et sa maintenance nécessite l'arrêt de la rampe et un calibrage chez le fournisseur.

La taille du compteur ultrasonique et le diamètre des rampes ne sont pas limités mais les compteurs de grand diamètre ont un cout très élevé.

Quant au compteur déprimogène, la plaque à orifice provoque une perte de charge importante. Alors que son étalonnage et sa maintenance sont par-contre faciles grâce aux pièces de recharges et son cout est moins élevé.

VIII.7.4. Conclusion

A la lumière du travail réalisé, le compteur déprimogène est plus adéquat parce qu'il est simple et flexible pendant l'exploitation. Pour un pays qui ne fabrique et ne fournit pas de compteurs ultrasoniques, sa maintenance est difficile et nécessite l'arrêt de l'écoulement de la rampe pour l'emmener chez le constructeur en quête d'étalonnage. Quant au compteur à plaque à orifice, le changement de pièces peut se faire sur place dans des délais brefs

Conclusion générale

A la fin de notre étude et suite aux calculs et simulations effectués sur le réseau de gazoducs GEM, nous avons pu atteindre les objectifs tracés et répondre à la problématique relative au choix et au dimensionnement d'un système de comptage à diaphragme et à ultrasons.

Avant d'entamer le dimensionnement, une simulation par le logiciel PIPEPHASE a été réalisée afin de calculer les pressions aux points de prélèvement du gaz et le débit à l'arrivée de la station de Oued Saf-Saf. Une étude du régime actuel de fonctionnement de la station de compression est faite pour vérifier si le débit rentre dans la plage de fonctionnement du compresseur. Les 3 gazoducs, à l'arrivée, rentrent dans des bancs de régulations et sortent à une pression de 50 bars partout.

Lors du calcul du dimensionnement, on a pu tirer les conclusions suivantes :

- Comme première étape du dimensionnement du banc de comptage à diaphragme, le calcul du facteur de compressibilité a été nécessaire, en se basant sur les deux normes américaines AGA NX 19 et AGA 8. Les résultats obtenus lors de la comparaison entre les deux normes, montrent un écart significatif sur la valeur du facteur de compressibilité ce qui se traduit sur la masse volumique. Cet écart se répercute sur le débit volumique, donc l'usage de l'AGA 8 qui est une amélioration de l'AGA NX 19 est recommandé.
- Pour atteindre les performances demandées lors du comptage du gaz, on doit concevoir un système de comptage adéquat en prenant en compte toutes les conditions et contraintes afin de réaliser le meilleur système de comptage possible. Une configuration adéquate avec un diamètre et un nombre de rampes répondant aux conditions ISO 5167 est primordial. En se basant sur cette norme, on a défini les dimensions de la plaque à orifice ainsi que les longueurs droites en amont et aval du diaphragme puis à partir de la loi de Barlow, nous avons déterminé l'épaisseur des rampes.
- L'effet de la déflexion causé par la différence de pression engendre une erreur sur le débit mesuré. Afin d'éviter cette déformation on s'est basé sur la norme AGA 3 pour déterminer la plage des épaisseurs ou l'impact de la ΔP sur la plaque est négligeable.
- Le dimensionnement des compteurs ultrasoniques est basé sur la vitesse de l'écoulement du gaz. Nous avons calculé la vitesse pour différentes tailles de compteurs et pour des nombres de rampes variés, puis on a choisi le plus adéquat pour chaque gazoduc tout en respectant la condition sur la vitesse [$V_{max} \leq 25 \text{ m/s}$].
- Notre étude a porté également sur un calcul de l'incertitude du banc de comptage de manière à vérifier que son incertitude correspond aux mesures d'un comptage transactionnel en utilisant la norme ISO 5168 pour le compteur à diaphragme. L'incertitude concernant le compteur ultrasonique est donnée par le constructeur.

Enfin, le choix d'un système de comptage à diaphragme est privilégié pour sa flexibilité lors de l'exploitation. Grace au calcul de l'incertitude, on a pu montrer que l'erreur de mesure est dans la norme (inférieure à 1%). De plus, sa facilité d'étalonnage et d'intervention lors d'une défaillance de l'une de ces pièces économise le cout et le temps de réparation.

Le système de comptage ultrasonique est une technologie récente par rapport aux autres systèmes et assure une mesure de précision élevée. En revanche, ils nous apportent pas beaucoup d'avantage au regard de son utilisation dans le domaine transactionnel.

Bibliographie

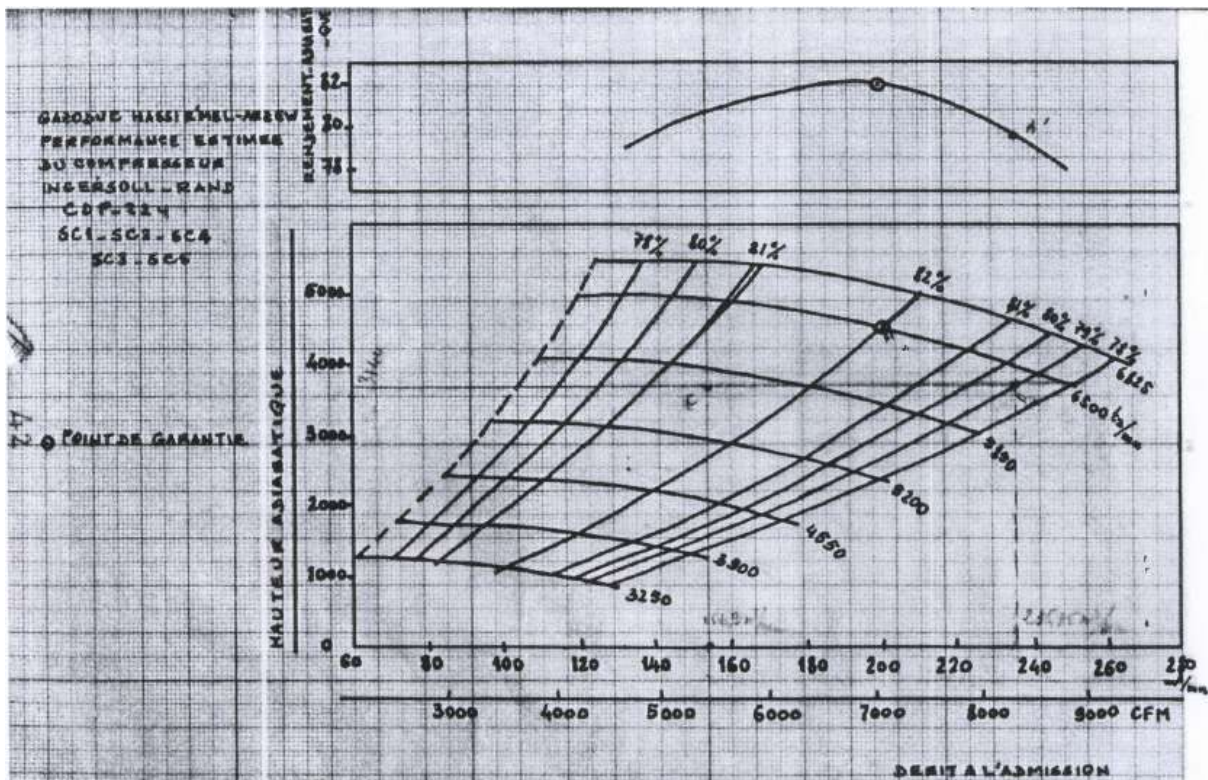
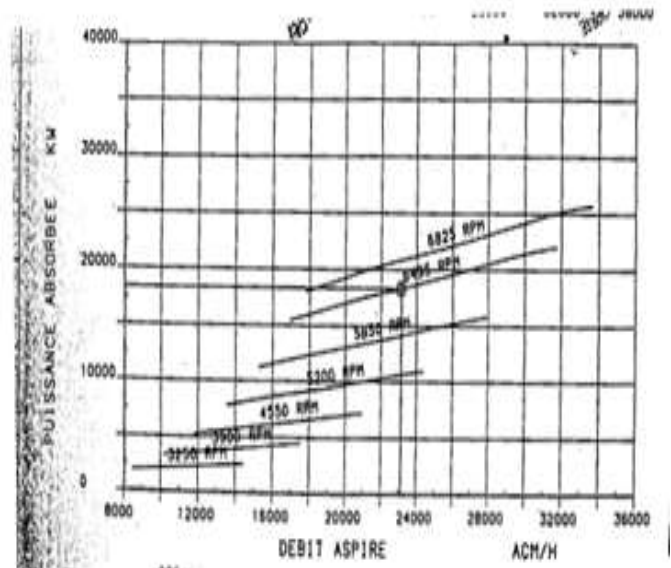
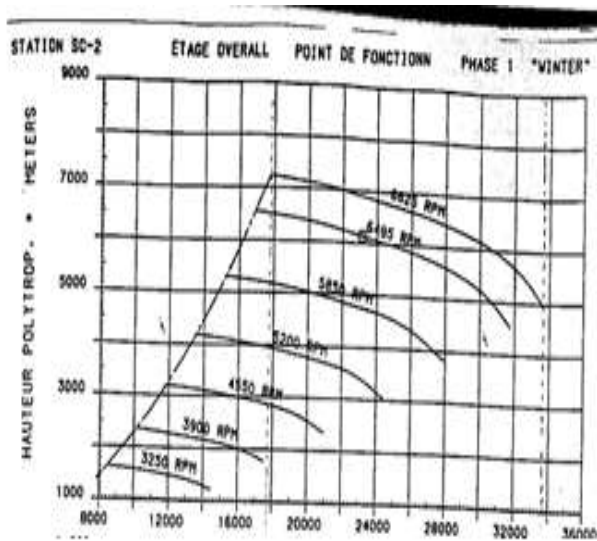
- [1] **Présentation de l'entreprise**, Gestion de maintenance assisté par ordinateur (Etude de cas Progiciel EMPACix)
- [2] **Fiche Technique STC**, Gaz Naturel GO/GO2/GO3 HASSI R'MEL – OUED SAFSAF, Novembre 2019
- [3] **Total**, Le Comptage, Manuel de formation, cours EXP_PR_PR.090-0.02
- [4] Conception et fabrication d'appareils de mesure – Groupe DELTAFUID, le site www.deltafluid.fr
- [5] **PAUL J.LaNasa** a practical guid to accurate flow measurement
- [6] **K. YOUNSI**, Cours de transport du gaz, Université de Boumerdes, Faculté des hydrocarbures et de la chimie.
- [7] **M.MOHAMEDI**, Cours pompe et compresseur, Université de Boumerdes, Faculté des hydrocarbures et de la chimie.
- [8] **PIPEPHASE 9.1**, Keyword Manual
- [9] Modélisation des courbes caractéristiques de compresseur et de la turbine
- [10] **AGA NX 19**, Norme de calcul du facteur de compressibilité Z
- [11] **SGS, AGA8**, Calculateur de facteur de compressibilité Z
- [12] **AFNOR, Norme Française de Normalisation, NF EN ISO 5167-1**, Mesure de débit des fluides au moyens d'appareils déprimogène insérés dans des conduites en charge de section circulaire.
- [13] **AFNOR, Norme Française de Normalisation, NF EN ISO 5167-2**, Mesure de débit des fluides aux moyens d'appareils déprimogène insérés dans des conduites en charge de section circulaire.
- [14] **AFNOR, Norme Française de Normalisation, NF EN ISO 5168-2005**, Measurement of fluid flow- Procedures of the evaluation of uncertainties
- [15] **AGA 3, Guidelines for Using High Differential Pressures for Measuring Natural Gaz with Orifice Meters**, from “ Manual of Petroleum Measurement Standards Chapter 14- Natural Gas Fluids Measurement Section 3 – Concentric, Square-Edg Orifice Meters Part 2 – Specification and Installation Requirements” Fourth Edition, APRIL 2000.
- [16] **Omega engineering**, Présentation ultrasonique ; Focitphantom.
- [17] **Omega engineering**, Présentation diaphragme ; Focitphantom
- [18] Comptage KKNORE
- [19] **A.AINOUCHE**, Conception optimale d'un système de comptage transactionnel et fiscal de gaz naturel

[20] **M. OULHADJ**, Etude comparative techno-économique des différents systèmes de comptage de comptage de gaz transactionnels utilisés par SONARACH et ses partenaires, 2013/2014.

[21] **DJEZIRI Hammem et TERBECHE Rafik**, mémoire fin d'étude : comptage transactionnel au niveau de gazoduc Pedro Duran Farell Aricha, 2019/2020.

Annexes

Courbes caractéristiques du compresseur



Longueurs droites requises entre diaphragme et accessoires sans conditionneur d'écoulement

Rapport des diamètres β	En amont (entrée) du diaphragme																								En aval (sortie) du diaphragme	
	Coude simple à 90° Deux coudes à 90° dans un plan quelconque ($S > 30D$) ^a		Deux coudes à 90° dans le même plan: Configuration S ($30D \geq S > 10D$) ^a		Deux coudes à 90° dans le même plan: Configuration S ($10D \geq S$) ^a		Deux coudes à 90° dans des plans perpendiculaires ($30D \geq S \geq 5D$) ^a		Deux coudes à 90° dans des plans perpendiculaires ($5D > S$) ^{a, b}		Té simple à 90° avec ou sans extension		Coude simple à 45° Deux coudes à 45° dans le même plan: Configuration S ($S \geq 2D$) ^a		Réduction concentrique de 2D à D sur une longueur de 1,5D à 3D		Évasement concentrique de 0,5D à D sur une longueur de D à 2D		Robinet sphérique ou robinet à opercule grand ouvert		Brusque réduction symétrique		Logement de thermomètre (gaine thermométrique) ^c $\leq 0,03D$ ^d		Accessoires (Colonnes 2 à 11) et poche à densimètre	
1	2		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12		13		14	
—	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f	A ^e	B ^f
$\leq 0,20$	6	3	10	9	10	9	19	18	34	17	3	9	7	9	5	9	6	9	12	6	30	15	5	3	4	2
0,40	16	3	10	9	10	9	44	18	50	25	9	3	30	9	5	9	12	8	12	6	30	15	5	3	6	3
0,50	22	9	18	10	22	10	44	18	75	34	19	9	30	18	8	5	20	9	12	6	30	15	5	3	6	3
0,60	42	13	30	18	42	18	44	18	65 ^h	25	29	18	30	18	9	5	26	11	14	7	30	15	5	3	7	3,5
0,67	44	20	44	18	44	20	44	20	60	18	36	18	44	18	12	6	28	14	18	9	30	15	5	3	7	3,5
0,75	44	20	44	18	44	22	44	20	75	18	44	18	44	18	13	8	36	18	24	12	30	15	5	3	8	4

NOTE 1 Les longueurs droites minimales nécessaires sont des longueurs entre divers accessoires situés en amont ou en aval du diaphragme, et le diaphragme lui-même. Les longueurs droites doivent être mesurées à partir de l'extrémité aval de la partie incurvée du coude le plus proche (ou du seul coude) ou du té ou de l'extrémité aval de la partie incurvée ou conique de la réduction ou de l'évasement.

NOTE 2 La plupart des coudes sur lesquels sont basées les longueurs de ce tableau ont un rayon de courbure égal à 1,5D.

^a S est la distance entre les deux coudes, mesurée de l'extrémité aval de la partie incurvée du coude amont à l'extrémité amont de la partie incurvée du coude aval.

^b Cela n'est pas une bonne installation en amont; il convient d'utiliser un conditionneur d'écoulement quand cela est possible.

^c L'installation de logements de thermomètres (gaines thermométriques) ne changera pas les longueurs droites minimales nécessaires en amont pour les autres accessoires.

^d Un logement de thermomètre (gaine thermométrique) d'un diamètre entre 0,03D et 0,13D peut être installé(e), dans la mesure où les valeurs des Colonnes A et B passent respectivement à 20 et à 10. Une telle installation n'est cependant pas recommandée.

^e La Colonne A de chaque accessoire donne des longueurs correspondant à des valeurs d'«incertitude supplémentaire nulle» (voir 6.2.3).

^f La Colonne B de chaque accessoire donne des longueurs correspondant à des valeurs d'«incertitude supplémentaire de 0,5 %» (voir 6.2.4).

^g La longueur droite mentionnée dans la Colonne A donne une «incertitude additionnelle nulle»; il n'y a pas de données disponibles pour des longueurs droites plus courtes qui pourraient être utilisées pour donner les longueurs droites nécessaires pour la Colonne B.

^h Une longueur droite de 95D est nécessaire pour $Re_D > 2 \times 10^6$ si $S < 2D$.