



Département de Génie Mécanique

*Mémoire de fin d'études pour l'obtention du
Diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique*

**Etude d'une unité de compression mobile permettant la
récupération du gaz naturel lors des interventions sur
les gazoducs**

Présenté par :

BADSI Ali
AMARA Idir

Présenté et soutenu publiquement le 15/06/2016

Composition du jury :

Président	Mohamed BOUAZIZ	Pr	ENP
Promoteurs	Hocine BENNOUR Amar BILEK Farid OULD HAMOUDA	MAA MCA Ingénieur	ENP ENP Sonatrach
Examineur	Mohamed BEN BRAIKA Bouزيد BENKOUSSAS	MAA MCA	ENP ENP
Invités	Abdelkader OULHADJ Moustapha ALLOUTI	Dr Dr	Sonatrach Sonatrach

Remerciements

Nous tenons d'abord à remercier nos parents. C'est grâce à eux que nous sommes arrivés là. Nous leur devons tout, de toute façon.

Ce travail ne se serait pas fait, sans l'aide de plusieurs personnes qui ont contribué de près ou de loin à sa réalisation.

D'abord, nous adressons nos vifs remerciements à nos encadrants du côté de l'école Polytechnique et de Sonatrach, Division TRC.

A l'ENP, nous ne remercierons jamais assez nos deux promoteurs en l'occurrence *Mr. BENNOUR H* et *Mr. BILEK A*, pour leur permanente disponibilité, leur investissement et leurs précieux conseils qui nous ont guidés dans l'élaboration de ce travail.

A Sonatrach, Division TRC, nous remercions particulièrement notre encadreur *Mr. OULD HAMOUDA F*, chef de département réparation au sein de la division TRC Sonatrach pour ses conseils très précieux, ainsi que pour toutes les suggestions et remarques qu'il a formulées tout au long de ce travail.

Nous sommes très reconnaissants à *Mr. OULHADJ A* Directeur de la direction Pipeline Integrity Management. C'est lui qui nous a parlé avec passion des problématiques qui se posent dans sa Direction. Il y'en avait une autre problématique toute aussi passionnante qui concernait le comptage du gaz, mais nous avons choisi celle concernant la mise à l'évent du gaz parce qu'elle était ouverte et brassait en mêmes temps les aspects mécaniques et thermo dynamiques.

Grâce à ces deux personnes, nous avons découvert le monde du transport du gaz naturel par canalisation.

Nos remerciements les plus sincères vont également à *Mr. BOUAZIZ M* qui nous fait l'honneur de présider notre Jury

Il sera accompagné de *Mr. BENKOUSSAS B* et *Mr. BEN BRAIKA M* que nous remercions particulièrement pour avoir accepté d'évaluer ce travail et de faire partie du Jury.

Nous avons également à cœur d'exprimer nos sincères remerciements à l'ensemble du personnel et l'encadrement de l'Ecole Nationale Polytechnique ainsi qu'à tous les enseignants qui ont contribué à notre formation.

Nous remercions enfin tous nos amis et camarades de promotion ainsi que tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à notre formation et à la réalisation de ce travail.

DEDICACES

À la mémoire de mon grand-père Ali

À ma chère maman Lila dont les sacrifices m'ont permis de grandir de la meilleure façon qui soit.

À mon père Madjid qui est mon modèle et ma source d'inspiration,

À mes Frères Idir et Samy,

Aux familles BADSI et BELARIF,

À mes amis de Boumerdès,

À tous les gens qui m'aiment,

BADSI Ali

A mes parents bien aimés, pour leurs soutiens et leurs amours.

A mon seul frère adoré Abderezak,

A mes sœurs Myassa, Lakri, Ghalia et Dihia.

A ma belle-sœur Aldjia

A mes beaux-frères Ouali, Ali, Akli, Arezki.

A mes nièces Malia et Milia.

A mon neveu le petit Ali.

A la mémoire de ma grand-mère.

A toute la famille AMARA.

A tous mes amis

AMARA IDIR

ملخص:

للجزائر شبكة من أنابيب الغاز يبلغ طولها حوالي 20000 كم. ويتم فحص هذه الشبكة بشكل دوري. يتم تخطيط التدخلات اعتمادا على شدة الضرر. الممارسة الحالية لتنفيذ هذه التدخلات تنص على وقف تشغيل الأنابيب لعزل الجزء المراد تغييره عن طريق إغلاق صمامات العزل ثم إفراغ الغاز الموجود في القسم المعزول يتم فقدان كميات كبيرة من الغاز الطبيعي الذي يسبب أضرار جد وخيمة للطبيعة مهمتنا تكمن في تحديد خصائص وحدة ضغط متنقلة ومناسبة لنقل وضغط الغاز إما في قسم يوجد بعد الانبوب المعزول او قبله، أو في أنبوب آخر بجواره. للقيام بذلك، اعتمدنا على نموذج للغاز الحقيقي يحتوي على عامل انضغاطية ملائم للغاز الطبيعي. درسنا طرازين لوحدة الضغط الترددية اخترنا ضاغط مناسب ووفرنا للمستخدم برنامج يمكن أن يستخدم بمثابة أداة قرار على أساس الأداء المتوقع بالنسبة للوقت والضاغوط المطلوبة

الكلمات الدالة: أنابيب الغاز الطبيعي، ضاغط ترددي، الوقت، الضغط

Summary

The Algerian pipeline network is about 20000km length. This network is inspected periodically and interventions are planned depending on the severity of the damage. The current practice to perform these interventions is to stop the exploitation of the pipeline, to isolate the concerned section by closing the sectioning valves, and then put to vent all the gas in the isolated section before initiating the procedure. Proceeding in this way, substantial amounts of gas are lost and the venting of noxious gas is worrying.

Our job is to determine the characteristics of an appropriate mobile compression unit that allows the gas to be discharged either in the upstream or downstream section, or in another pipeline nearby. To do this, we have adopted the model of real gas with a particularly recommended natural gas correlation to calculate the compressibility factor. Two piston compressor configurations have been studied.

We selected a suitable compressor and we're providing the user a software that can act as a decision tool based on the expected performance (time and desired pressures).

Keywords: pipeline, vent, reciprocating compressor, time, pressures

Résumé

L'Algérie dispose d'un réseau de gazoducs d'une longueur de l'ordre de 20000Km. Ce réseau de pipes est inspecté périodiquement et des interventions sont planifiées en fonction de la gravité de l'endommagement. La pratique actuelle pour réaliser ces interventions, consiste à arrêter l'exploitation du gazoduc, d'isoler la section concernée par les travaux en fermant les vannes de sectionnement, puis de mettre à l'évent tout le gaz contenu dans la section isolée avant d'entamer l'intervention. En procédant de cette façon, des quantités substantielles de gaz sont perdues et la mise à l'évent d'un gaz nocif est préoccupante.

Notre travail est de déterminer les caractéristiques d'une unité de compression mobile appropriée qui permette au gaz d'être refoulé, soit dans la section en amont ou en aval, soit dans un autre gazoduc à proximité. Pour ce faire, nous avons adopté le modèle du gaz réel avec une corrélation particulièrement recommandée au gaz naturel pour le calcul du facteur de compressibilité. Deux configurations de compresseur à pistons ont été étudiées.

Nous avons sélectionné un compresseur adapté et nous mettons à la disposition de l'utilisateur un logiciel qui peut lui servir d'outil de décision en fonction des performances attendues (délais et pressions désirées).

Mots clés : gazoduc, évent, compresseur à pistons, temps, pressions

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

<i>Introduction générale</i>	18
<i>Chapitre 1 : Présentation de TRC et caractéristiques du réseau gazier algérien</i>	20
1.1. Description de la Macrostructure de Sonatrach :	21
1.1.1 Activité Transport par Canalisation (TRC)	22
1.2. Généralités sur le gaz naturel	24
1.3. Historique	24
1.4. Généralités sur le transport du gaz naturel	25
1.4.1 Acheminement de gaz naturel par gazoduc	25
1.5. Le réseau de transport de gaz par gazoduc en Algérie	26
1.5.1. Consistance du réseau national :	27
1.5.2. Classification des gazoducs :	27
1.5.3. Les gazoducs algériens :	27
1.6. Configuration de construction des gazoducs :	29
1.6.1. Station de compression :	30
1.6.2. Poste de coupure :	31
1.6.3. Les postes de sectionnement	31
1.7. Description du gazoduc GG1	32
1.7.1. Les différentes inspections	33
<i>Chapitre 2 : Techniques d'intervention et méthodes d'évacuation des gazoducs</i>	345
2.1. Techniques de réparation des gazoducs	35
2.1.1. Systèmes de réparation par renforcement des fibres composites	35

2.1.1.1	Système de réparation par matériaux composites flexibles "Flexible wet lay-up system"	35
2.1.1.2	Système de réparation par matériaux composites pré-durci "Pre-cured layered"	36
2.1.2.	Réparation par demi-coquilles soudées	37
2.1.3	Coupe et remplacement de tronçon	38
2.2.	Types d'interventions effectuées par les services de maintenance TRC	38
2.2.1	Les opérations programmées	38
2.2.1.1.	Coupe et remplacement d'un tronçon affecté d'un gazoduc :	38
2.2.1.2.	Remplacement des équipements :	39
2.2.2.	Les opérations non programmées :	39
2.3.	Interventions effectuées et les volumes de gaz éventés	39
2.4.	Méthodes utilisées pour réduire les gaz éventés lors des interventions sur les gazoducs	41
2.4.1	La méthode d'obturation :	41
2.4.1.1	Avantages et inconvénient de la méthode d'obturation :	44
2.4.2	La méthode de transfert du gaz au moyen d'une unité de compression mobile :	44
2.4.2.1	Principe de la méthode	44
2.4.2.2	Les éléments principaux d'une unité de compression mobile	45
2.4.2.3	Avantage et inconvénient	46
2.5.	Deux exemples de compagnies appliquant actuellement le transfert de gaz au moyen d'une unité de compression mobile sur leurs réseaux	46
2.5.1	Gasunie, Pays Bas	46
2.5.2.	CII Guatelli S.p.A, Italie	49
<i>Chapitre 3 : Choix du type de compresseur et proposition d'un schéma pour l'unité de compression</i>		<i>51</i>

3.1. Les compresseurs	52
3.1.1 Les compresseurs rotodynamiques :	54
3.1.1.1 Les compresseurs axiaux :	54
3.1.1.2 Les compresseurs centrifuges :	55
3.1.1.3 Performances des compresseurs rotodynamiques.....	56
3.1.1.4 Les instabilités aérodynamiques du compresseur :	57
3.1.2 Les compresseurs à pistons	60
3.1.2.1 Disposition des cylindres :	61
3.1.2.2 Le principe de fonctionnement :	63
3.1.2.3 Rendement du compresseur à piston :	63
3.1.2.4 Le cycle de compression :	64
3.1.2.5 Avantages et inconvénients des compresseurs à piston	65
3.1.2.6 Les auxiliaires.....	66
3.1.3 Choix du type de compresseur pour l'application	66
3.1.4 Description des configurations à étudier	68
3.1.4.1 configuration (I):	69
3.1.4.2 Configuration (II) :	70
3.1.5 Choix du moteur d'entraînement :	71
<i>Chapitres 4 : Simulation du comportement thermodynamique du gaz lors de sa compression et Etude des performances de l'unité de compression mobile.....</i>	<i>72</i>
4.1 Loi du comportement du gaz :	73
4.1.1 Model du gaz parfait corrigé :	75
4.2 Analyse thermodynamique de la compression	76
4.2.1 Température du gaz au refoulement :	76
4.2.2 Le débit :	77
4.2.3 Puissance du compresseur :	78

4.2.4 Les rendements :	80
4.3 Procédure de calcul	82
Chapitre 5 : Résultats et interprétation	91
5.1 Interprétation des résultats de la simulation	90
<i>Conclusion</i>	105
<i>Bibliographie</i>	107
<i>Annexes</i>	110

Liste des figures

Fig.1.1 : L'activité TRC parmi les quatre activités opérationnelles de Sonatrach.....	22
Fig.1.2 : Carte du réseau de transport du gaz par gazoducs en Algérie.....	28
Fig.1.3 : Diagramme d'un pipeline.....	29
Fig.1.4 : Schéma d'une station de compression.....	30
Fig.1.5 : Piston instrumenté pour l'inspection des gazoducs.....	31
Fig.1.6 : Schéma d'un poste de sectionnement.....	31
Fig.1.7 : Schéma descriptif du gazoduc GG1 reliant Hassi R'mel à Bordj-Menaïl.....	32
Fig.2.1 : Divers composites utilisés pour la consolidation de gazoducs.....	36
Fig. 2.2: système de consolidation aux composites.....	37
Fig. 2.3: Principe de la méthode d'obturation.....	42
Fig. 2.4: Opération de perçage.....	42
Fig.2.5 : Positionnement du bouchon d'obturation.....	43
Fig.2.6 : Installation des bouchons d'anneau de verrouillage.....	43
Fig.2.7: Schéma d'une unité de compression mobile installée sur un gazoduc en service.....	45
Fig.2.8 : Unité de recompression GASUNIE – Pays-Bas.....	47
Fig.2.9 : Schéma représentant les différents modes de fonctionnement de l'unité GASUNIE.....	47
Fig.2.10 : Evolution du temps de transfert du gaz en fonction de la pression d'aspiration.....	49
Fig. 2.11: Unité de recompression CII Guatelli.....	50
Fig.2.12 : Evolution de la pression dans un gazoduc de 20 km de long et de 1 m de diamètre en fonction du temps lors d'une intervention avec l'unité CII Gatelli.....	50
Fig.3.1 : Type de compresseur en fonction du débit et de la pression de refoulement	53
Fig.3.2 : schéma de principe d'un étage de compresseur axial.....	54
Fig.3.3 : schéma de principe d'un compresseur centrifuge.....	55
Fig.3.4 : caractéristique d'un compresseur centrifuge.....	56
Fig. 3.5: caractéristique d'un compresseur axial.....	57
Fig.3.6 : comportement d'un compresseur lors décrochage tournant	58
Fig.3.7 : comportement d'un compresseur lors d'un pompage profond	59
Fig.3.8 : Etage d'un compresseur à piston.....	61

Fig. 3.9 : Compresseur à cylindres horizontaux.....	61
Fig. 3.10 : Compresseur à cylindres en V.....	62
Fig. 3.11 : Compresseur à cylindres verticaux.....	62
Fig.3.12 : Aspiration et refoulement d'un étage du compresseur à piston.....	63
Fig.3.13 : Courbe du rendement du compresseur en fonction du taux de compression.....	64
Fig.3.14 : cycle d'un compresseur à piston.....	65
Fig.3.15 : Schéma de la configuration (I).....	70
Fig.3.16 : Schéma de la configuration (II).....	71
Fig. 4.1 : Isothermes typiques d'un gaz	75
Fig. 4.2 : Variation du facteur de compressibilité en fonction de la pression pour le méthane	76
Fig. 4.3 : Allure du rendement volumétrique et isentropique	83
Fig.5.1 : Evolution du taux de compression du premier étage en fonction du diamètre d.....	92
Fig. 5.2 : Config. (I): Evolution de la pression dans le gazoduc en fonction du temps pour un taux de compression maximum de 4, une valeur du diamètre du premier étage $D = 0.18$ m et pour différentes valeurs du diamètre du deuxième étage d.....	94
Fig. 5.3 : Config.(I) : Evolution de la pression dans le gazoduc en fonction du temps pour un taux de compression maximum de 4, une valeur du diamètre du premier étage $d = 0.11$ m et pour différentes valeurs du diamètre du deuxième étage D	95
Fig.5.4 : Config.(II) : Evolution de la pression dans le gazoduc en fonction du temps pour un taux de compression maximum de 4, une valeur du diamètre du deuxième étage $D = 0.18$ m et pour différentes valeurs du diamètre du premier étage d.....	96
Fig.5.5 : Evolution de la puissance maximum du moteur en fonction du diamètre d.....	97
Fig.5.6 : Evolution de la puissance moyenne du moteur en fonction du diamètre d.....	98
Fig.5.7 : Evolution de la pression à l'aspiration du compresseur en fonction du temps.....	99
Fig.5.8 : Durée de l'opération de transfert pour différentes valeurs de la pression au refoulement (Config.(I)).....	100
Fig.5.9 : Durée de l'opération de transfert pour différentes valeurs de la pression au refoulement (Config.(II)).....	100
Fig.5.10 : Durée de l'opération de transfert du gaz pour différentes longueurs du gazoduc (Config.(I))...	101
Fig.5.11 : Durée de l'opération de transfert du gaz pour différents longueurs du gazoduc (Config.(II))....	101

Fig.5.12 : Evolution des températures du gaz à la sortie des étages de compression en fonction du temps.....	102
Fig.5.13 : Evolution de la charge thermique du réfrigérant intermédiaire en fonction du temps.....	103

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Composition molaire moyenne du gaz naturel en Algérie.....	25
Tableau 1.2 : Caractéristiques de quelques gazoducs du réseau gazier algérien.....	28
Tableau 1.3 : Positions géographiques des postes de coupure et de sectionnement sur le GG1.....	32
Tableau 2.1 : Quantités de gaz perdues par mise à l'évent de 2009 à 2014.....	39
Tableau 3.1 : Définition des configurations I et II.....	69

Nomenclature

C : Rapport des cylindrés

C_p : chaleur spécifique à pression constante ($kJ/kg.K$)

D : Diamètre des pistons (m)

d : densité du gaz, diamètre des cylindres (m)

E = Volume des espaces morts en %

g : accélération de la pesanteur (m/S^2)

\mathcal{H}_a : hauteur adiabatique (m)

H_{a1} : hauteur adiabatique du premier étage lorsque le compresseur fonctionne suivant la phase 2 (m)

H_{a2} : hauteur adiabatique deuxième étage lorsque le compresseur fonctionne suivant la phase 2 (m)

h_e : enthalpie du gaz à l'entrée du compresseur (kJ/kg)

h_s : enthalpie du gaz à la sortie du compresseur (kJ/kg)

L : longueur du tronçon à évacuer (m)

M : masse molaire apparente du gaz ($kg/kmol$)

M_0 : masse molaire de l'air ($kg/kmol$)

\dot{m} : débit massique total de gaz refoulé (kg/h)

\dot{m}_g : débit du gaz consommé par le moteur (kg/h)

N_1 : Vitesse de rotation du moteur pour la phase 1 (trs/min)

N_2 : Vitesse de rotation du moteur pour la phase 1 (trs/min)

PCI : pouvoir calorifique inférieur (kJ/kg)

P_0 : Pression dans les conditions normales

P_e : Pression d'entrée au compresseur (bar)

P_{ee2} : Pression à l'entrée du deuxième étage du compresseur lors de la deuxième phase

P_f : pression finale qui règne dans le gazoduc (bar)

P_s : Pression de sortie compresseur (bar)

P_{ser} : Pression de service (bar)

P_{se1} : Pression à la sortie du premier étage du compresseur lors de la deuxième phase

\dot{Q}_H : taux d'énergie thermique nécessaire au moteur (kJ/s)

\bar{R} : constante universel des gaz (kJ/kmol.K)

S : Course des cylindres (m)

t : temps totale de vidange (h)

T : température à l'entrée du deuxième étage du compresseur lors de la deuxième phase (K)

T_0 : Température dans les conditions normales

T_a : Température ambiante (K)

T_e : température à l'entrée du compresseur (K)

T_s : température à la sortie du compresseur (K)

T_{se1} : température à la sortie du premier étage du compresseur lors de la deuxième phase (K)

\dot{V} : le débit volumique à l'entrée d'un cylindre du premier étage de compression (m^3/h)

\dot{V}_{e1} : le débit volumique à l'entrée d'un cylindre du premier étage de compression en phase 2 (m^3/h)

\dot{V}_{e2} : le débit volumique à l'entrée d'un cylindre du second étage de compression en phase 2 (m^3/h)

V_N : Quantité de gaz contenue dans le tronçon défectueux (Nm^3)

\dot{V}_{th} : Débit volumique théorique d'un cylindre (m^3/h)

W : travail spécifique du compresseur (kJ/kg)

\dot{W}_c : puissance du compresseur (W)

\dot{W}_{e1} : Puissance du premier étage lorsque le compresseur fonctionne suivant la phase 2 (W)

\dot{W}_{e2} : Puissance du deuxième étage lorsque le compresseur fonctionne suivant la phase 2 (W)

\dot{W}_m : puissance du moteur (W)

Z : facteur de compressibilité

Z_a : facteur de compressibilité dans le gazoduc défectueux

Z_e : facteur de compressibilité du gaz à l'entrée du compresseur

Z_{ee2} : facteur de compressibilité du gaz à l'entrée du deuxième étage du compresseur lors de la deuxième phase

Z_s : facteur de compressibilité du gaz à la sortie du compresseur

Z_{se1} : facteur de compressibilité du gaz à la sortie de l'étage 1 du compresseur lors de la deuxième phase

ΔV_N : quantité de gaz évacuée entre deux instants correspondant à deux valeurs P et $P - p$ de la pression dans le tronçon en cours d'évacuation (Nm^3)

Δt : temps nécessaire pour passer de la pression P à $P - p$ dans le tronçon défectueux (h)

γ : Rapport des chaleurs spécifique ($\frac{c_p}{c_v}$)

ϕ : Diamètre du tronçon à évacuer (m)

η_{is} : rendement isentropique

η_{mc} : rendement mécanique du compresseur

η_v : rendement volumétrique

η_{v1} : rendement volumétrique du premier étage lorsque le compresseur fonctionne suivant la phase 2

η_{v2} : rendement volumétrique du deuxième étage lorsque le compresseur fonctionne en phase 2

τ_{max} : Taux de compression maximum

τ : taux de compression

τ_{e1} : taux de compression du premier étage lorsque le compresseur fonctionne en phase 2

τ_{e2} : taux de compression du deuxième étage lorsque le compresseur fonctionne en phase 2

Introduction générale

Introduction générale

La demande en gaz naturel est en constante augmentation. Au niveau national, la démographie aidant, les besoins en gaz se font de plus en plus pressants et l'état déploie beaucoup d'efforts pour raccorder au réseau de gaz naturel, de plus en plus de foyers, même dans les villages les plus reculés. Au niveau international, les contrats de livraison de gaz vers l'Europe sont des contrats à long terme, renouvelables périodiquement. Le rôle de la Direction Pipeline Integrity Management de TRC est primordial, dans la mesure où elle doit assurer de manière efficace l'intégrité du réseau de gazoducs existant. Dans ce réseau de plus de 19 000 km, plus de la moitié des gazoducs ont des diamètres variant de 20'' à 48''. Ils sont d'une importance vitale pour l'économie du pays, acheminant le gaz produit au sud, vers les centres de transformation (complexes de séparation et de liquéfaction) et de consommation nationale (Centrales électriques Sonelgaz, industries diverses) et étrangère (gazoducs transméditerranéens).

La Direction Pipeline Integrity Management, chargée de la maintenance du réseau du transport des hydrocarbures, effectue des inspections périodiques, répertorie les sections endommagées. Ensuite, elle dresse un planning par priorisation des interventions en fonction de la gravité des défauts.

La pratique actuelle de TRC, pour réaliser ces interventions, consiste à :

- réduire la pression dans la canalisation jusqu'à sa valeur minimale d'exploitation (généralement supérieure à 30 bars),
- arrêter l'exploitation du gazoduc,
- isoler la section concernée par les travaux en fermant les vannes de sectionnement distantes en général de 20 km,
- mettre à l'évent tout le gaz contenu dans la section isolée avant d'entamer l'intervention.

Cette façon de faire est préjudiciable pour l'économie du pays. Il s'agit également d'une situation préoccupante pour l'environnement, car l'émission directe de gaz naturel dans l'atmosphère (qui est constitué pour plus de 80% de méthane, un gaz doté d'un potentiel de réchauffage global de 25, qui signifie qu'il est 25 fois plus puissant que le CO₂ en tant que gaz à effet de serre), contribue fortement au réchauffement climatique. Certes, une solution visant à réduire cet impact existe bien, consistant à torcher le gaz naturel au lieu de le mettre à l'évent, néanmoins une telle solution n'est pas rentable non plus pour l'environnement, car elle ne fait que transformer le gaz naturel en CO₂ sans produire aucune utilité.

Pour économiser des quantités substantielles de gaz et éviter d'émettre dans l'atmosphère des quantités considérables d'un gaz à fort effet de serre, TRC envisage d'introduire dans ses pratiques, à l'instar de grands opérateurs sur gazoducs dans le monde, une technique capable de réduire la pression dans la section isolée du gazoduc à des niveaux suffisamment bas (inférieurs à 10 bars et pouvant aller plus bas que 6 bars si l'intervention peut disposer du temps nécessaire à cela), avant la mise à l'évent ; ceci permettrait de récupérer plus de 90% de la quantité de gaz destinée autrement à finir irrémédiablement dans l'atmosphère.

Cette technique consiste en l'utilisation d'une unité de recompression mobile dont le rôle consistera à transférer le gaz de la partie endommagée du gazoduc, qui est préalablement isolée par la fermeture des deux vannes de sectionnement placées en amont et en aval du tronçon endommagé, vers une partie saine de ce dernier (ou un autre gazoduc qui se trouve à proximité).

Dans le cadre de ce projet de fin d'études, nous allons tout d'abord analyser les conditions dans lesquelles l'unité de compression projetée est appelée à opérer. Cette analyse nous permettra de faire le choix de l'équipement de compression adéquat ; avant de proposer des variantes opératoires susceptibles de répondre de façon satisfaisante aux exigences du problème, dont les plus importantes sont de réduire au maximum la pression dans la partie endommagée du gazoduc, en respectant les délais autorisés pour le faire, sans prolonger indument la durée de l'arrêt de l'exploitation du gazoduc. Les variantes proposées seront étudiées, puis comparées dans le chapitre "Analyse des résultats".

***Chapitre 1 : Présentation de TRC et
caractéristiques du réseau gazier
algérien***

Chapitre 1 : Présentation de TRC et caractéristiques du réseau gazier algérien

1.1. Description de la Macrostructure de Sonatrach :

Sonatrach est la compagnie nationale algérienne de recherche, d'exploitation, de transport par canalisation, de transformation et de commercialisation des hydrocarbures et de leurs dérivés. Elle a pour missions de valoriser de façon optimale les ressources nationales d'hydrocarbures et de créer des richesses au service du développement économique et social du pays [1].

La Sonatrach a vu le jour le 31 Décembre 1963. Elle est 4ème exportateur mondial de GNL, 3ème exportateur mondial de GPL et 5ème exportateur de Gaz Naturel. Elle a toujours adopté une stratégie de diversification. Elle se développe dans les activités de génération électrique, d'énergies nouvelles et renouvelables, de dessalement d'eau de mer, de recherche et d'exploitation minière.

Sonatrach intervient également à l'échelle internationale : Afrique (Mali, Niger, Libye, Egypte), Europe (Espagne, Italie, Portugal, Grande Bretagne), Amérique Latine (Pérou) et USA.

Depuis le mercredi 18 novembre 2015, Sonatrach connaît un nouveau schéma d'organisation qui s'articule autour de quatre activités opérationnelles (voir figure 1.1 ci-dessous). Par cette réorganisation, l'entreprise vise d'abord, dans un premier temps, à augmenter le niveau de sa production et de ses réserves d'hydrocarbures en amont et à réaliser de nouveaux projets de raffinage et de pétrochimie en aval.

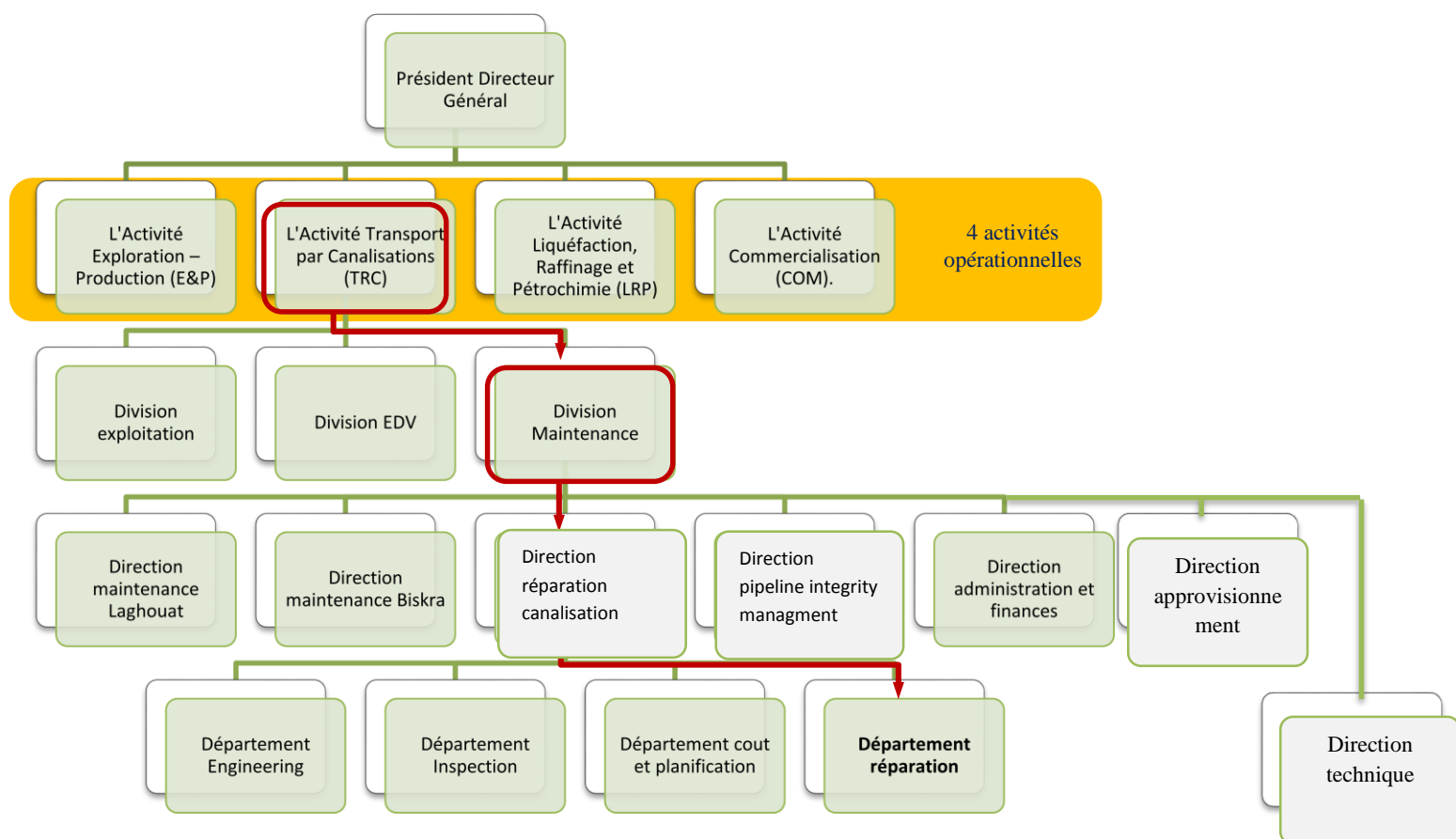


Fig.1.1 : L'activité TRC parmi les quatre activités opérationnelles de Sonatrach[1]

1.1.1 Activité Transport par Canalisation (TRC)

L'activité Transport par Canalisation (TRC) assure le transport des hydrocarbures par gazoducs. Elle dispose d'un réseau de canalisations évalué en 2015 à près de 19 623 km, contre 14 915 km en 2005, soit une augmentation de 4 708 km [1].

L'activité Transport par Canalisation dispose de :

- 21 oléoducs d'une longueur totale de 9 946 Km, avec une capacité de 248 Millions de Tep/an
- 16 gazoducs d'une longueur totale de 9 677 km, avec une capacité de 178 Milliards de Sm³/an.
- 82 stations de pompage et de compression équipées de plus de 375 machines tournantes principales d'une puissance totale de près de trois millions de CV.

- Une capacité de stockage de près de 4,2 Millions de Tep (127 bacs).
- Structures de maintenance articulées autour de trois bases principales de maintenance et trois bases régionales d'intervention.
- Un centre national de dispatching gaz (CNDG) à Hassi R'mel.
- Un centre de dispatching des hydrocarbures liquides (CDHL) à Haoud El Hamra.

L'activité TRC est constituée de trois "Divisions" : la Division exploitation, la Division EDV et la Division maintenance.

La Division maintenance est composée de sept "Directions" : la Direction Maintenance Laghouat, la Direction Maintenance Biskra, Direction Pipeline Integrity Management, la Direction Réparation par Canalisation, Direction technique, direction approvisionnement et la Direction Administration et Finances

Notre projet de fin d'études est inscrit dans le cadre d'une collaboration entre le département de Génie Mécanique de L'Ecole Nationale Polytechnique et le département Réparation de la Direction Pipeline Integrity Management.

1.2. Généralités sur le gaz naturel

Le gaz naturel constitue la partie la moins dense des hydrocarbures fossiles. En tant que source d'énergie, il est relativement propre, car sa combustion génère moins de gaz à effet de serre que les autres énergies fossiles (notamment le pétrole et le charbon). Sa combustion n'émet ni poussières ni suie et n'engendre donc ni pluies acides ni le "smog" urbain en été (La combustion du gaz naturel ne génère en effet pratiquement pas d'oxydes d'azote NO_x, ni d'oxydes de soufre SO_x, puisqu'il est désoufré lors de son traitement). Ces spécificités sont extrêmement intéressantes pour les industries, qui ne sont alors pas obligées de mettre en place ni d'entretenir des dispositifs de dépollution pour éliminer les différents polluants.

1.3. Historique

La découverte du gaz naturel, au Moyen-Orient, date de l'Antiquité. Les européens et les américains découvrirent le gaz naturel entre les XVII^{ème} et XIX^{ème} siècles. Les Chinois, quant à eux, en font usage dès la fin du III^{ème} siècle avant Jésus-Christ. Cependant, on ne le connaît sous son appellation de "gaz naturel" que depuis 1886.

Les gisements de gaz naturel étant très souvent liés à ceux du pétrole et du condensat, il fut une époque où le gaz naturel était considéré comme un sous-produit gênant et dangereux de l'exploitation pétrolière, les techniques de son traitement n'étaient pas encore connues. Ce n'est qu'à partir de la seconde moitié du XX^{ème} siècle que sa production commence à susciter un intérêt mondial, et depuis les années soixante, le commerce mondial du gaz naturel ne fait que gagner en croissance.

Le gaz naturel est un gaz insipide et inodore, il contient entre 81 et 97 % de méthane CH₄ mélangé à d'autres hydrocarbures à l'état gazeux, tels que C₂H₆, C₃H₈ et C₄H₁₀ en faibles quantités.

Les proportions exactes des différents constituants du gaz naturel varient d'un pays à l'autre et d'un gisement à l'autre, ce qui conduit également à une variation des propriétés physico-chimiques du gaz. Le gaz naturel produit en Algérie présente, en moyenne, la composition molaire suivante

Tableau 1.1 : Composition molaire moyenne du gaz naturel en Algérie [1]

Composé	CH₄	C₂H₆	N₂	C₃H₈	nC₄H₁₀	iC₄H₁₀	C₆H₁₄
Fraction molaire (%)	83	7.1	5.8	2.25	0.6	0.4	0.18
Composé	nC₅H₁₂	He	iC₅H₁₂	CO₂			
Fraction molaire (%)	0.15	0.19	0.12	0.21			

1.4. Généralités sur le transport du gaz naturel

Pour transporter le gaz naturel, les lieux de sa production sont reliés aux lieux de sa consommation et aux usines de liquéfaction au moyen de gazoducs, le gaz naturel liquéfié sera à son tour acheminé par méthaniers à travers les mers vers les usines de regazéification, avant d'être de nouveau distribué sur les consommateurs par gazoduc. La liquéfaction, transport par méthaniers puis regazéification est une procédure très vorace en énergie, elle peut consommer jusqu'à 25 % du volume de gaz transporté, c'est une opération très onéreuse à laquelle on a seulement recours lorsque le transport par gazoduc est impossible. C'est pourquoi, ce dernier moyen couvre pour 70% le transport à travers le monde.

1.4.1 Acheminement de gaz naturel par gazoduc

Un réseau de gazoducs est constitué de tubes en acier soudés, formant des canalisations pouvant atteindre jusqu'à 3 000 kilomètres de long. Leur diamètre varie entre 50 centimètres et un mètre cinquante, avec une capacité de transporter le gaz sous pression et sur de longues distances. Ces canalisations peuvent être terrestres ou sous-marines.

Le gaz, sous pression dans le gazoduc, peut atteindre des vitesses de l'ordre de 40 km/h. La valeur optimale de la vitesse à laquelle doit circuler le gaz, est un compromis entre le souci de minimiser les pertes de charge, qui augmentent proportionnellement au carré de la vitesse, et celui d'augmenter le débit, pour réaliser des économies de transport. Ce compromis s'obtient en maintenant une pression de service dans le gazoduc dans des limites bien définies, grâce à des stations de compression installées à intervalles réguliers le long du gazoduc. Dans le réseau de transport, la pression est fixée à une valeur comprise entre 30 et 100 bars [3].

Le gazoduc est protégé contre la corrosion grâce à un "revêtement bi couche".

Des systèmes de surveillance et des compteurs sont installés le long du réseau pour contrôler en permanence le débit de gaz. Ils donnent des informations sur le niveau de la demande et, en cas de fuite ou d'accident, préviennent en temps réel les équipes de maintenance. En règle générale, on retrouve des vannes de sectionnement à intervalles réguliers de 20 Km, et chaque poste de sectionnement est muni d'une dérivation d'un diamètre de 12 ou 16 pouces, selon le diamètre du gazoduc lui-même, et d'un dispositif qui sert d'évent. Pour des raisons de sécurité aussi bien que pour des considérations environnementales, les gazoducs sont enterrés, pour le transport maritime, les gazoducs sont posés au fond des océans.

1.5. Le réseau de transport de gaz par gazoduc en Algérie

L'activité Transport par Canalisation (TRC) de Sonatrach exploite un réseau de canalisations de plus de 19 000 km dont la moitié est constituée de gazoducs avec des diamètres de 20" à 48". Ces gazoducs acheminent le gaz naturel produit dans le sud du pays vers les centres de transformation (complexes de séparation et de liquéfaction), les points de consommation sur le territoire national (Sonelgaz, usines) et enfin vers les gazoducs transméditerranéens pour l'exportation du gaz. C'est souligner à quel point ils sont vitaux pour l'économie nationale [1].

L'Algérie dispose de nombreux pôles de traitements de gaz répartis sur le désert algérien à l'instar des complexes gaziers de Hassi Rmel, Alrar, Ain salah gaz, Gassi touil, et Rhourde nous. Le gaz passé par les différents pôles de traitement est acheminé vers le centre national de dispatching de gaz (CNDG). Ce centre collecte toute la production nationale en gaz naturel. Il est situé à Hassi R'mel et a une capacité de 390 millions Sm³/jour. Il représente le point de kilométrage zéro (PK0), il reçoit la totalité de la production de gaz naturel en vue de son acheminement par gazoducs [1], vers :

- La zone industrielle de Skikda, via la nappe Est
- La zone industrielle d'Arzew, via la nappe Ouest
- La région centre, via le GG1
- L'exportation directe, via le GEM, à destination de l'Italie et de la Slovénie
- L'exportation directe, via le GPDF, à destination de l'Espagne et Portugal
- MEDGAZ à destination de l'Espagne, via le GZ4

1.5.1. Consistance du réseau national :

Le Réseau de Transport comporte 16 gazoducs d'une longueur totale de 9 677 km, avec une Capacité de transport de 178,079 Milliards de Sm³/an, dotés de 32 stations de compression [1].

1.5.2. Classification des gazoducs :

Les gazoducs peuvent être classés en trois familles principales :

- **Gazoducs de collecte** : Ils ramènent le gaz sorti des gisements ou des stockages souterrains vers les sites de traitement.
- **Gazoducs de transport** : Ils acheminent sous haute pression le gaz traité jusqu'aux portes des zones urbaines ou des sites industriels de consommation, ou encore vers l'exportation.
- **Gazoducs de distribution** : Ils sont destinés à répartir le gaz à basse pression et à l'amener au plus près des consommateurs domestiques ou des petites industries. En Algérie ce type de gazoducs est géré par la Sonelgaz.

1.5.3. Les gazoducs algériens :

Le réseau algérien de gazoducs est constitué de plusieurs lignes qui relient les centres de dispatching avec les zones de consommation situées sur le territoire national ou à l'étranger sur le sol des pays importateurs, ou encore avec les complexes de liquéfaction. Le tableau 1.2 ci-après donne les principales caractéristiques des gazoducs les plus importants du réseau national, tandis que la figure 1.2 nous présente la carte de ce réseau [5].

Tableau 1.2 : Caractéristiques de quelques gazoducs du réseau gazier algérien

	Diamètre (")	Longueur (km)	Capacité (10 ⁹ Sm ³ /an)	Départ-Arrivée	Destination
GG1	42	437	11.3	Hassi Rmel –Bord-Menail	Consommation Nationale
G20	24	509	3.56	Hassi Rmel - Arzew	La partie la plus importante du gaz est liquéfiée
G21	40	507	40.64		
G22	40	511			
G23	42	511	20.47	Hassi Rmel - Skikda	La partie la plus importante du gaz est liquéfiée
GK1	40	575			
GK2	42	575			
GK3	48	786	9.66	Hassi Rmel – Oued Saf Saf	Italie via la Tunisie
GO1	48	1645	32.72		
GO2	48	1645			

Les lignes de gazoducs qui relient les usines de traitement de gaz au centre de dispatching qui se trouve à Hassi R'mel, appartiennent au réseau sud, qui est constitué des gazoducs GR1, GR2 et GR4 reliant Alrar à Hassi Rmel, avec des diamètres de 42 pouces, 42 pouces et 48 pouces, des longueurs de 966 km, 966 km et 535 km respectivement. Ces trois gazoducs sont dotés d'une capacité de 37 milliards Sm³ par an.

Les deux gazoducs GR6 et GR5 sont en cours de construction.

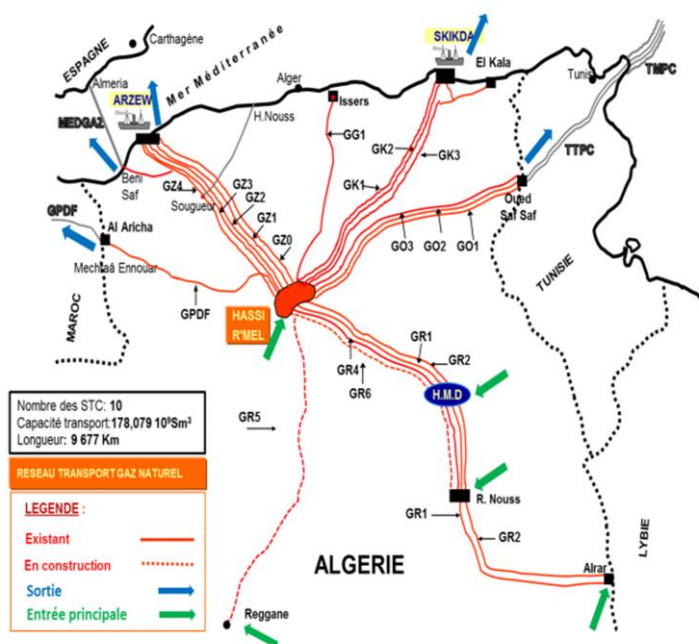


Fig.1.2 : Carte du réseau de transport du gaz par gazoducs en Algérie. [1]

1.6. Configuration de construction des gazoducs :

Chaque gazoduc est construit suivant des normes, et son parcours est déterminé par des calculs d'engineering. Chaque réseau est représenté par un terminal départ et un autre d'arrivée. Entre ces deux points il y a des stations de compression, des postes de sectionnement et des postes de coupure.

Le long du gazoduc, des postes de coupure sont recensés tous les 70 à 100 km. Pour les postes de sectionnement, cela diffère si la zone est habitée ou non. Dans le cas de zones rurales, la distance entre deux postes de sectionnement varie entre 30 et 50 km. Par contre, dans les zones à forte densité d'habitation, cette distance varie entre 15 et 30 km (voir figure 1.3).

Les stations de compression sont installées selon la nécessité d'augmenter le débit et la pression. Le gazoduc GG1 par exemple, était dépourvu de station de compression, mais la Sonatrach a dû en placer une, étant donné l'augmentation de la demande suite à l'installation d'une nouvelle centrale de production d'électricité.

Les gazoducs GZ1, GZ2, GZ3, GK1 et GK2 sont dotés chacun de cinq (05) stations de compression.

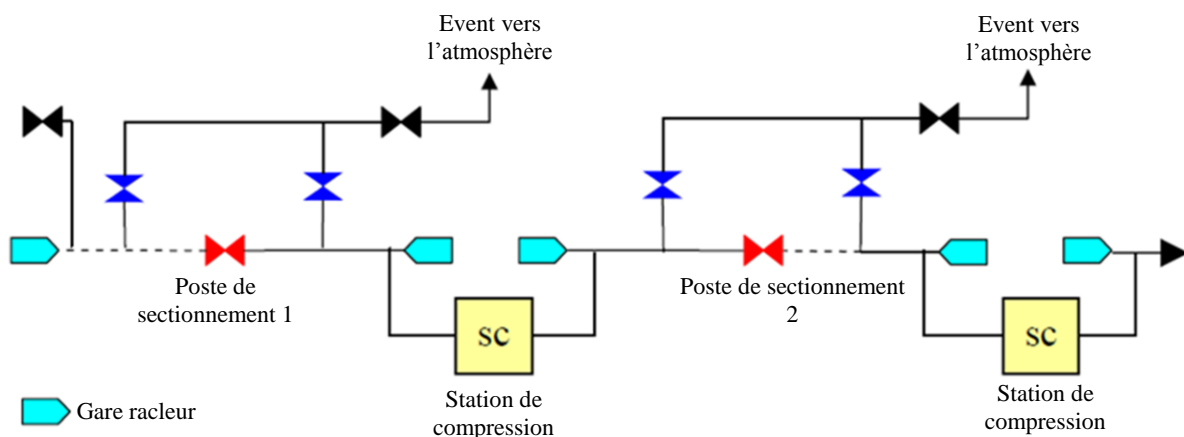


Fig.1.3 : Diagramme d'un pipeline [2]

1.6.1. Station de compression :

Le réseau gazier algérien dispose de 32 stations de compression réparties à intervalles de 150 à 200 km s'il y'a nécessité de les installer. Une station de compression permet de compenser les pertes de charge et de réguler le débit, le gaz naturel circulant à environ 30 km/h. Pour ce faire la station de compression est équipée de compresseurs centrifuges entraînés par des turbines à gaz (voir figure 1.4). On y trouve aussi d'autres auxiliaires indispensables pour la bonne marche de la station, on peut en citer principalement :

- **Les épurateurs et les filtres** : qui servent à éliminer condensats et poussières afin de protéger le compresseur.
- **Installations de refroidissement** : lors de la compression, la pression du gaz augmente, ce qui engendre une élévation de sa température ; et comme le revêtement extérieur du gazoduc ne doit jamais être exposé à des températures dépassant 80°C, un refroidissement du gaz est nécessaire au refoulement du compresseur.
- **Gares des racleurs gaz** : elles servent à réceptionner ou introduire les différents outils d'inspection ou de nettoyage.
- **Système de production du gaz combustible** : nécessaire pour la consommation des turbines à gaz.
- **Système de production "eau de service", "eau potable" et "air de service"**.

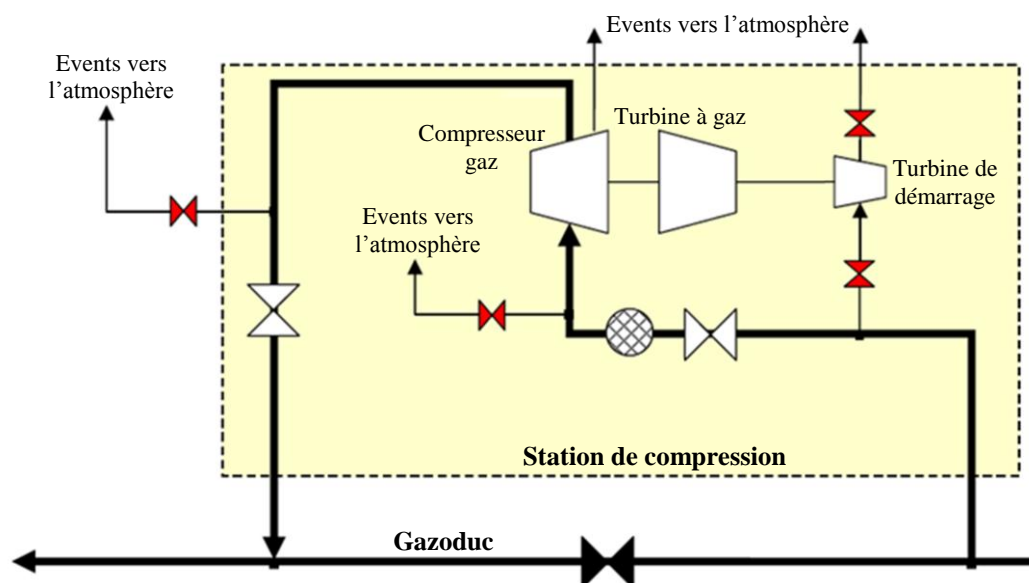


Fig.1.4 : Schéma d'une station de compression [2]

1.6.2. Poste de coupure :

Afin d'entretenir les canalisations, il est nécessaire de les inspecter et de les nettoyer. Les postes de coupure permettent l'introduction et la récupération des pistons d'inspection et des pistons de nettoyage (voir figure 1.5). Au niveau de chaque poste de coupure, ont été prévues des "gares racleurs" permettant d'introduire ou de réceptionner les pistons, pour l'inspection ou le nettoyage. Ces postes sont parfois utilisés en cas de travaux sur le réseau, lorsqu'il est nécessaire d'isoler une partie des canalisations [4].



Fig.1.5 : Piston instrumenté pour l'inspection des gazoducs [2]

1.6.3. Les postes de sectionnement

Le rôle d'un poste de sectionnement est d'isoler la circulation du gaz naturel dans les canalisations par l'intermédiaire des vannes de sectionnement (type line break) lors d'un incident (fuite, éclatement), et la mise à l'évent du gazoduc dans la section isolée, pour permettre aux exploitants d'effectuer leurs travaux de réparation en toute sécurité (voir figure 1.6) [4].

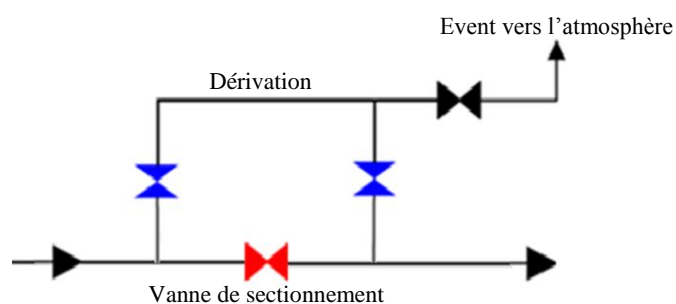


Fig.1.6 : Schéma d'un poste de sectionnement

1.7. Description du gazoduc GG1

Le gazoduc GG1 (voir figure 1.7) (G : gazoduc, G : Alger) est l'un des plus anciens gazoducs algériens, il fait partie du patrimoine de la Direction Régionale de Transport Centre (RTC). Il a été construit par la société DTC-GIP avant d'être mis en service en 1981 [5].

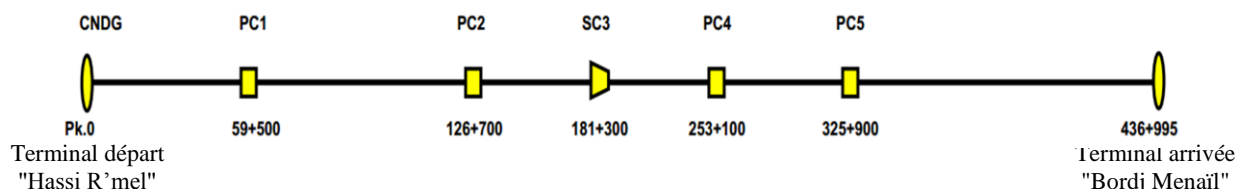


Fig.1.7 : Schéma descriptif du gazoduc GG1 reliant Hassi R'mel à Bordj-Menaïl [5]

Le gazoduc comporte une station de compression construite en 2006, cinq postes de coupure, sept postes de sectionnement, 32 points de prélèvement de gaz et trois postes de purge (voir le tableau ci-après pour les positions des différents postes).

Tableau 1.3 : Positions géographiques des postes de coupure et de sectionnement sur le GG1[5]

Poste Coupure	Départ	1	2	3 (Station de compression)	4	5	Arrivée
Pk (km)/Altitude (m)	0/749	59/820	126/860	181/1100	253/833	825/591	436/115
Poste Sectionnement	1	2	3	4	5	6	7
Pk (km)/Altitude (m)	94/680	217/1114	296/665	349/800	375/717	401/592	437/115

La station de compression a été installée en 2006 et a permis de passer d'un débit de 883 838 Sm³/h à un débit de 1 426 768 Sm³/h, améliorant ainsi la capacité de transport annuelle du gazoduc qui passe à son tour de 7·10⁹ Sm³/an à 11,3·10⁹ Sm³/an.

La station de compression est constituée de :

- Trois compresseurs centrifuges de type C453 entraînés par trois turbines à gaz de type TITAN 130 d'une puissance de 14,5 MW ;
- Six aéro-réfrigérants, pour refroidir le gaz après compression, d'une capacité thermique de 2,49·10⁶ Kcal/h pour deux aéro-réfrigérants ;
- Un turbo alternateur et un groupe électrogène.

1.7.1. Les différentes inspections

Le gazoduc GG1 a subi deux inspections à l'aide de l'outil instrumenté : une en 1990, exécutée par le prestataire "Tuboscope" et une autre en 2010 par le prestataire "Weatherford". La dernière inspection a révélé que le gazoduc GG1 se trouvait dans un état critique qui nécessitait des interventions pour des réparations diverses. A cet effet, quatre plans de réparation ont été établis puis exécutés [5].

Le premier plan avait pour but permettre au gazoduc de continuer à fonctionner en toute sécurité avec une pression qu'il fallait réduire à 47 bars, il était nécessaire pour garantir cela de procéder au renforcement de 16 défauts dangereux à l'aide du matériau composite "clock spring" et au remplacement de 14 tronçons cumulant une longueur totale de 503 mètres linéaires [5].

Le second plan avait pour but de remonter la pression à 60 bars, il a fallu pour cela procéder au renforcement de 88 défauts dangereux avec 133 manchons en matériau composite "clock spring", et à la réfection de six tronçons cumulant une longueur totale de 1671 mètres linéaires [5].

Le troisième plan visait à remonter la pression jusqu'à 65 bars, ce qui a nécessité le renforcement de 22 défauts.

Le dernier plan s'est fixé l'objectif d'atteindre la pression de 70 bars, il fallait pour cela procéder au remplacement de 10 tronçons et au renforcement de 77 défauts [5].

***Chapitre 2 : Techniques d'intervention
et méthodes d'évacuation des
gazoducs***

Chapitre 2 : Techniques d'intervention et méthodes d'évacuation des gazoducs

2.1. Techniques de réparation des gazoducs

Les structures métalliques des gazoducs sont particulièrement sensibles aux défaillances par corrosion et fissuration, à l'instabilité géométrique et aux agressions externes. En effet, la moindre imperfection de forme (défauts géométriques) peut s'aggraver avec le temps et provoquer une fuite.

Le dimensionnement du réseau de transport par gazoduc s'appuie en général sur la connaissance de l'état initial réel ou supposé. Or cette configuration évolue dans le temps. On constate généralement l'adjonction de nouveaux défauts de forme dus au fonctionnement (charges accidentelles, déformation). Ces défauts néoformés peuvent également être causés par des pertes de matière localisées dans les zones corrodées. Les divers dommages qui en résultent conduisent généralement à une perte de capacité portante. Afin de préserver le potentiel de charge de la structure, il est alors nécessaire de la réparer ou de la renforcer [6].

2.1.1. Systèmes de réparation par renforcement des fibres composites

Généralement, les systèmes de réparation des pipelines défectueux utilisant des manchons en matériaux composites peuvent être classés en deux types :

2.1.1.1 Système de réparation par matériaux composites flexibles "Flexible wet lay-up system"

Le système de réparation par matériaux composites flexibles est intensément utilisé dans l'industrie de réparation de pipelines. Il s'agit d'effectuer un renforcement des tubes d'acier. Cette application utilise la matrice de résine qui est généralement à l'état non solidifié. La solidification est réalisée après la mise en place sur la structure. Ce système de réparation utilise un matériau composite avec des systèmes de résines différents (verre, carbone) afin de tenir compte des conditions environnementales spécifiques : dans l'eau (réseau sous-marin), températures élevées, températures très basses. Le système de réparation par matériaux composites flexibles est adapté pour les réparations externes pour prévenir la progression

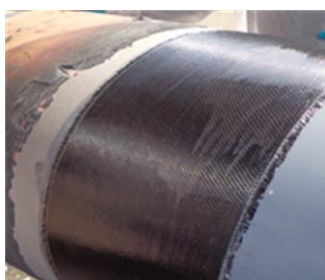
future de la corrosion et renforcer la résistance du pipeline présentant un défaut à la paroi [6].

2.1.1.2 Système de réparation par matériaux composites pré-durci "Pre-cured layered"

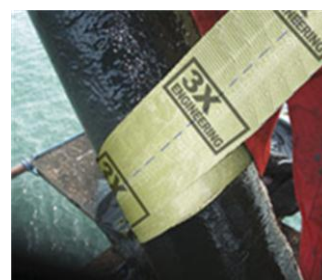
Le système de réparation par matériaux composites pré-durci comprend le collage de matériaux composites pré-durcis, renforcés par des fibres. L'ensemble est tenu par l'application d'un adhésif. Les matériaux composites utilisés pour l'enrobage varient selon le fabricant (voir figure 2.1 ci-dessous).



(a) Bandes renforcées aux fibres de verre "Clock Spring"



(b) Bandes renforcées aux fibres de carbone "Atlas"



(c) Bandes renforcées aux fibres de Kevlar "4D"

Fig.2.1 : Divers composites utilisés pour la consolidation de gazoducs

Ce type de système de réparation est un renforcement en matériau composite de haute résistance, avec une structure qui lui permet d'envelopper en toute sécurité les gazoducs. Les couches sont scellées ensemble avec un agent de liaison solide « résine ». Le défaut est rempli avec du mastic adhésif avant application des couches du composite.

Cette méthode de réparation n'est fiable que pour les défauts extérieurs, et tant que le défaut n'a pas encore atteint 80% de l'épaisseur du tube. Elle a une durée de vie maximum de vingt années.

Le recours à ces systèmes de réparation se limite généralement à des sections droites de tubes et nécessite un grand espace pour une application sur le tronçon défectueux. Les éléments constitutifs d'une consolidation par un enrobage composite sont montrés à la figure 2.2 ci-après : On y distingue un tube métallique (a), du mastic de remplissage appliqué sur le défaut (b), une primaire (c), utilisée comme couche de protection contre la corrosion externe et comme lien entre le tube et le composite, et enfin la bande composite avec adhésif (d) [6].

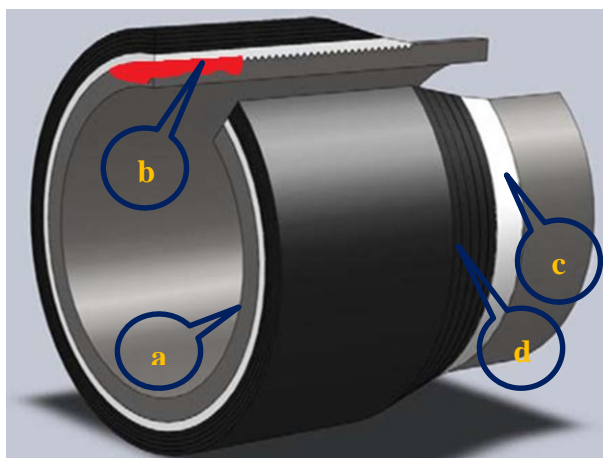


Fig. 2.2 : système de consolidation aux composites

Les services de maintenance de TRC font usage des bandes renforcées aux fibres de verre (Clock Spring) (voir figure 2.2). Leur application se fait suivant les étapes suivantes :

1. Localisation du point de perte de métal par GPS : après inspection, on localise les différents défauts
2. Découpage de la conduite
3. Détection et mesure de la profondeur de la perte de métal
4. Sablage de la conduite
5. Installation du kit Clock Spring
6. Re-enrobage de la réparation

2.1.2. Réparation par demi-coquilles soudées

La procédure de réparation en charge des canalisations de transport d'hydrocarbures par l'installation de demi-coquilles soudées se divise en deux types d'installation :

Installation de demi-coquilles type A : ce sont des demi-coquilles soudées longitudinalement.

Cette méthode est utilisée dans le cas de défauts où l'épaisseur du métal n'est pas trop touchée (<80%).

Installation de demi-coquilles type B : ce sont des demi-coquilles soudées à encerclement total (soudure longitudinale et circonférentielles). Elle est plus utilisée que la précédente, dans ce cas les demi-coquilles renforcent la zone défectueuse, contiennent toute éventuelle fuite. La méthode est utilisée pour réparer des défauts débouchant ou non-débouchant, d'orientation axiale ou circonférentielle [6].

Ce système de réparation est utilisé sur les gazoducs d'épaisseur supérieure à 6,5 mm et dans l'un des cas suivants :

- Corrosions externes lorsque le défaut dépasse les 80% d'épaisseur
- Corrosions internes
- Enfoncements simples ou combinés à d'autres défauts
- Entaille et rayures

2.1.3 Coupe et remplacement de tronçon

Quand il est avéré que plusieurs défauts dangereux touchent une canalisation, il devient impératif de procéder au remplacement de la zone affectée. Pour ce faire, il faut commencer par vider la canalisation. Pendant que la canalisation se vide, des équipes de soudeurs préparent la nouvelle partie du gazoduc à la longueur voulue. Une fois le gaz évacué, on procède à la coupe à froid du tronçon défectueux afin d'éviter tout risque d'explosion. Pour des raisons de sécurité, une fois la partie endommagée du gazoduc extraire, on place des ballons bio-dégradables et des bouchons en plâtres de chaque côté du gazoduc pour isoler la partie où il faut souder. Avant de procéder au soudage proprement dit, il est impératif de s'assurer de l'absence de toute poche de gaz susceptible de provoquer l'explosion dans les zones de soudage. On réalise un chanfrein sur l'ancienne canalisation puis on lui soude la nouvelle conduite sur les deux extrémités. On procède en général par un soudage ascendant car il est plus fiable que le soudage descendant. Avant de terminer l'opération par la pose du revêtement de protection sur les parties qu'on vient de souder, on doit effectuer des tests (radiographie des joints) pour s'assurer de la bonne qualité du cordon de soudure exécuté [5].

2.2. Types d'interventions effectuées par les services de maintenance TRC

2.2.1 Les opérations programmées

2.2.1.1. Coupe et remplacement d'un tronçon affecté d'un gazoduc :

- Réparation des points corrodés : changement des sections de gazoducs affectées.
- Travaux de raccordement.
- Remplacements des manchettes enfoncées.

2.2.1.2. Remplacement des équipements :

A cause de l'usure, des équipements (comme les vannes, les pieds de vanne, clapet et les vannes de départ et réception des gares racleurs) doivent être remplacées. Cela nécessite parfois la mise à l'évent des sections en amont et en aval de ces équipements [7].

2.2.2. Les opérations non programmées :

- Les disjonctions des stations de compression : la mise à l'évent s'enclenche automatiquement via le système ESD (Emergency Station Discharge)

- Lors d'incidents techniques (impact avec des engins de travaux publics) ou de sabotage (lors de la rupture d'un gazoduc suite à des actes malveillants), la mise à l'évent est automatiquement activée [7].

2.3. Interventions effectuées et les volumes de gaz éventés

La pratique actuelle de TRC pour réaliser les interventions sus-citées consiste à réduire la pression dans la canalisation jusqu'à sa valeur minimale d'exploitation, en utilisant les stations de compression (arrêt de la station qui se trouve en amont et marche de celle qui se trouve en aval jusqu'à ce que la pression descende à sa valeur la plus basse possible, qui est généralement supérieure à 30 bars). On procède ensuite à l'arrêt d'exploitation du gazoduc, on isole la section concernée par les travaux en fermant les vannes de sectionnement en amont et en aval, puis on met à l'évent tout le gaz contenu dans la section isolée avant de commencer l'intervention [7].

Des quantités de gaz sont éventées en procédant ainsi, le tableau 2.1 donne un aperçu des quantités perdues par année au cours de la période 2009-2014.

Tableau 2.1 : Quantités de gaz perdues par mise à l'évent de 2009 à 2014 [7]

Année	2009	2010	2011	2012	2013	2014
Volumes éventés (Cm³)	7 346 278	13 630 924	4 434 946	7 865 420	1 777 393	1 567 422

En 2009, par exemple, les services de maintenance sont intervenus principalement sur les gazoducs GK1 et GK2. Sur le GK1, il y a eu remplacement d'un pied de vanne et des travaux de raccordement, le tout s'étant traduit par la perte de 6 256 707 Cm³ de gaz. Le GK2 a enregistré une seule intervention qui a engendré la perte de 636 901 Cm³ de gaz. Le reste de

gaz perdu au cours de cette même année doit être dû aux mises à l'évent qui accompagnent les interventions de maintenance régulières concernant les stations de pompage [7].

En 2010, plusieurs gazoducs ont subi des interventions, il y a bien-sûr le GG1, comme cela a été mentionné précédemment dans ce chapitre, mais il y a également le GK1 et le GK2. Sur le GG1, il y a eu remplacement d'une vanne, remplacement d'une manchette et remplacement de plusieurs tronçons corrodés, l'ensemble de ces opérations s'étant soldées par une perte de 9 500 000 Cm³ de gaz. Une intervention sur la vanne d'une gare racleur du GK1 a occasionné une perte de 2 011 467 Cm³. Une déviation réalisée sur le GK2, a occasionné une mise à l'évent de 714280 Cm³ de gaz [7].

On notera sur le tableau 2.1 ci-dessus qu'il y a des années où des travaux importants sont effectués sur le réseau gazier, se traduisant par des pertes tout aussi importantes, et des années où des actions de moindre importance sont accomplies, conduisant à des pertes relativement plus faibles. Les pertes cumulées sur les cinq années considérées ici s'élèvent à 32 187 437 Cm³ de gaz, soit 30 511 881 Nm³. Avec une unité de compression, on aurait pu récupérer environ 90% de ce volume, soit 27 460 693 Nm³. Cette quantité de gaz représente 1 015 085 Millions de Btu. En se basant sur un prix du marché du gaz assez bas de 2.398 \$/MBtu (5 juin 2016), cette perte de gaz peut être estimée à environ 2 434 174 \$. Cette valeur est largement plus élevée que le coût d'une unité de compression mobile. Ainsi, nous pouvons constater que dans un contexte du marché du gaz très défavorable, l'investissement dans une unité de compression mobile pourrait être amorti en moins de cinq ans. Et là nous n'avons pas pris en compte les gains en termes de lutte contre les émissions de gaz à effet de serre dans l'atmosphère. Le gaz naturel est en effet un gaz à effet de serre 23 fois plus puissant que le CO₂ et dans certains pays, des subventions importantes sont allouées aux entreprises qui prennent des mesures pour éviter la mise à l'évent du gaz naturel lors de leurs interventions sur les réseaux gaziers [7].

2.4. Méthodes utilisées pour réduire les gaz éventés lors des interventions sur les gazoducs

Les entreprises de transport du gaz naturel et de sa distribution interviennent sur les gazoducs pour :

- Réaliser de nouvelles connexions ;
- Procéder à des modifications et à des réparations sur le réseau (insertion de vannes, remplacement de tronçons,...).

Lors des activités liées à la réparation et à la maintenance de sections d'un pipeline, les opérateurs réduisent la pression dans le gazoduc pour assurer des conditions de travail sûres. Typiquement, les opérateurs isolent la section la plus petite possible du gazoduc, avant de la dépressuriser en évacuant le gaz dans l'atmosphère (purge de la section isolée). Chaque année, des quantités très importantes de gaz naturel sont ainsi déchargées dans l'atmosphère. En plus du fait que ces purges ont un impact direct sur l'environnement, le méthane étant un gaz à effet de serre environ 25 fois plus puissant que le gaz carbonique, cette façon de faire engendre des retards de distribution pour les clients, occasionnant des coûts associés importants. Il devient donc aujourd'hui indispensable de recourir à des techniques qui permettent de réduire au maximum la pression dans les parties du gazoduc concernées par les interventions, afin de minimiser les quantités de gaz perdues au moment de leur mise à l'évent. Pour ce faire, deux méthodes sont actuellement utilisées : "**La méthode d'obturation**" et "**La méthode de transfert du gaz au moyen d'une unité de compression mobile**".

2.4.1 La méthode d'obturation :

Dans cette méthode (figure 2.3), pour isoler la partie de la canalisation sur laquelle on doit intervenir, on procède par insertion, à travers les raccords (1) et (2), de deux têtes de bouchage qui agissent comme des vannes de sectionnement. Le flux est alors interrompu dans le tronçon situé entre ces deux raccords et est réacheminé via une dérivation reliant deux autres raccords (3) et (4) pour continuer à assurer le transport du gaz durant l'intervention. Les quatre raccords sont fixés (soudés) de façon permanente sur la ligne. Les quatre vannes "sandwich" sont ensuite temporairement montées sur les manchettes pour assurer l'isolement et l'étanchéité lors des opérations de perçage, d'installation de la dérivation et

d'insertion des bouchons. Ces vannes peuvent être à billes ou à grilles, mais jamais à papillons [8].

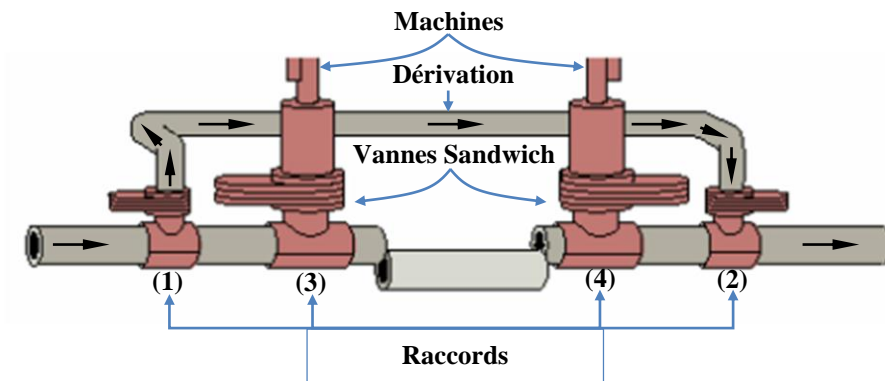


Fig. 2.3 : Principe de la méthode d'obturation

Le perçage des quatre trous sur le gazoduc est obtenu sans interrompre l'écoulement du gaz. La machine de perçage (figure 2.4) est constituée d'un système à entraînement mécanique qui contrôle un outil de coupe utilisé pour percer un avant trou, nécessaire pour le centrage d'une scie cloche, plus adaptée pour la coupe sur la surface courbe de la paroi du gazoduc. Le trou de centrage permet également la récupération du coupon afin de le remettre à sa place par soudage à la fin de l'opération [8].

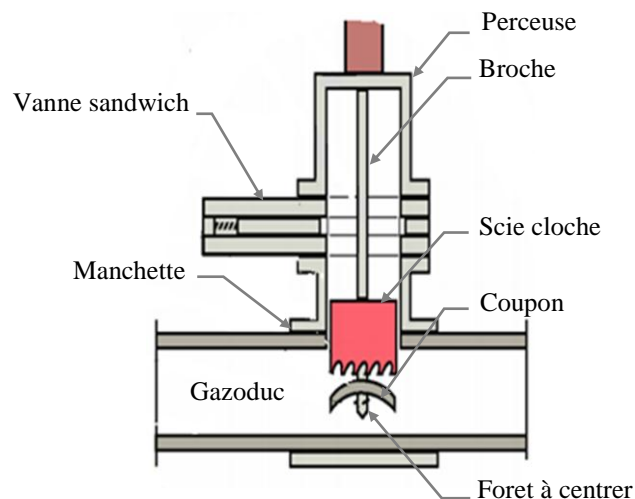


Fig. 2.4 : Opération de perçage

Après le perçage, les deux bouchons destinés à l'obturation de la conduite à l'endroit des raccords (3) et (4) pour l'isolement du tronçon à purger et le détournement de

l'écoulement vers la dérivation, sont introduits au moyen de deux machines montées sur les raccords via les vannes sandwiches.

La figure 2.5 ci-dessous montre comment la machine d'obturation introduit et place le bouchon à travers la conduite.

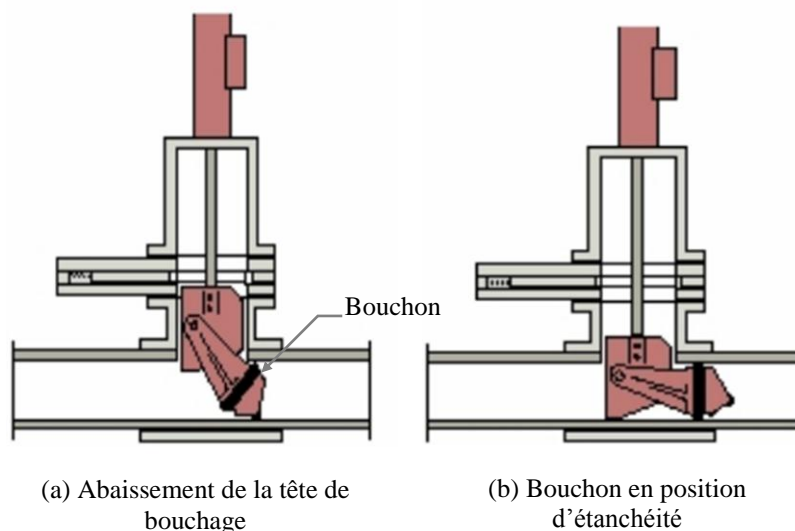


Fig.2.5 : Positionnement du bouchon d'obturation

Une fois isolé, le petit tronçon est purgé du gaz qu'il contient encore avant de procéder aux modifications souhaitées ou nécessaires (remplacement de la section ou simplement insertion d'une vanne de sectionnement). La nouvelle section est purgée puis égalisée à la pression de service du gazoduc, les têtes de bouchage sont retirées, de même que la dérivation temporaire. Les bouchons d'anneau de verrouillage (voir figure 2.6 ci-dessous) sont coulés dans les raccords sur le coupon arraché lors du perçage qui est maintenant ressoudé à sa place. Ensuite, tout le matériel d'intervention est retiré. Pour des raisons de sécurité, des brides sont installées sur les raccords [8].

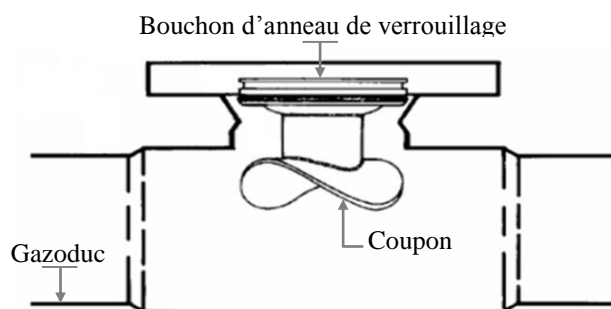


Fig.2.6 : Installation des bouchons d'anneau de verrouillage

2.4.1.1 Avantages et inconvénient de la méthode d'obturation :

- Méthode pouvant être utilisée pour différents diamètres de gazoduc, à des pressions élevées de l'ordre de 100 bars.
- Elle permet de réduire la quantité de gaz éventée lors d'interventions sur des tronçons courts, elle n'est en revanche pas efficace lors d'interventions sur des tronçons de longueurs importantes.
- Les quatre manchettes nécessaires pour chaque opération sont soudées et sont donc irrécupérables, or elles coûtent environ 40 000 dollars la pièce, ce qui constitue l'inconvénient majeur de la méthode. Pour un pays producteur de gaz comme l'Algérie, la méthode d'obturation pourrait s'avérer onéreuse comparativement à ce que coûterait la mise à l'évent du gaz qu'on cherche à éviter.

2.4.2 La méthode de transfert du gaz au moyen d'une unité de compression mobile :

Dans cette méthode, on fait appel à un compresseur mobile pour baisser la pression dans la ligne du gazoduc avant de procéder aux interventions sur la partie concernée de ce dernier. C'est une méthode efficace pour réduire les émissions de méthane dans l'atmosphère et récupérer d'importantes quantités de gaz. Les taux de réduction des émissions sont directement proportionnels à la quantité de gaz récupérée. La méthode permet de sauvegarder jusqu'à 90% de la quantité de gaz dans le gazoduc.

2.4.2.1 Principe de la méthode

Le compresseur aspire le gaz naturel à partir d'une section de pipeline isolée "volume fermé entre deux vannes de sectionnement contenant du gaz naturel à haute pression" et le refoule dans une autre partie de la même canalisation située en aval ou en amont du tronçon isolé (voir figure 2.7 ci-dessous) ; ou bien encore dans un autre gazoduc qui opère en parallèle avec celui sur lequel on envisage d'intervenir.

Après que le compresseur ait été connecté au réseau, il est d'abord purgé avec du gaz afin d'assurer que tout l'air soit chassé du système. Ensuite, on fait fonctionner le système en mode "veille", la vanne d'aspiration étant ouverte et celle de décharge fermée (Tout le flux

est redirigé vers l'aspiration), jusqu'à ce que l'ensemble moteur-compresseur soit à la température normale de service, la soupape de décharge est alors ouverte et celle de "by-pass" refermée. Il est temps de procéder au transfert du gaz à travers la conduite de refoulement [9].

Le compresseur et tous les circuits de graissage et de refroidissement fonctionnent grâce à un moteur à explosion alimenté au méthane.

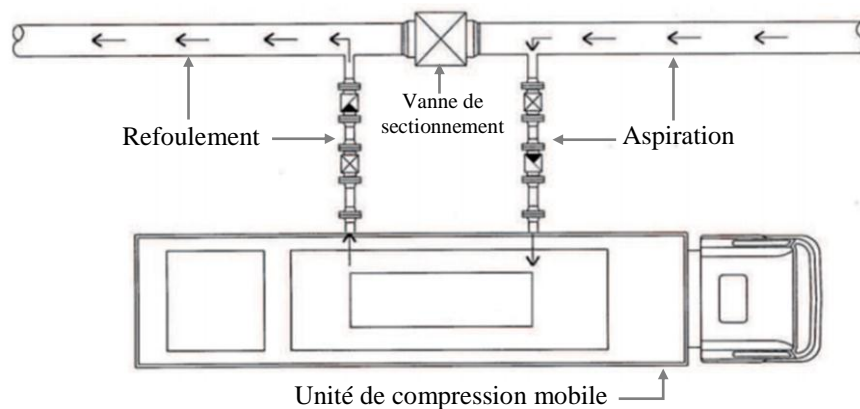


Fig.2.7 : Schéma d'une unité de compression mobile installée sur un gazoduc en service

2.4.2.2 Les éléments principaux d'une unité de compression mobile

- **Le compresseur** : équipement destiné au pompage du méthane gazeux.
- **Le moteur d'entraînement** : utilisé pour entraîner le compresseur et les différents auxiliaires. Le moteur est à combustion interne, alimenté par le gaz naturel.
- **Le système de refroidissement** : l'unité est munie d'échangeurs qui permettent le refroidissement du gaz lors de la compression et aussi le refroidissement du moteur à combustion interne.
- **Le système de graissage** : la lubrification est nécessaire pour réduire l'usure des organes mécaniques et prolonger ainsi leur durée de vie ; elle permet également de minimiser les pertes par frottement entre ces organes et améliorer les performances du compresseur.

A côté de ces éléments principaux, l'unité dispose de divers autres auxiliaires qui lui garantissent l'autonomie dont elle a besoin pour être entièrement opérationnelle partout où

il est nécessaire d'intervenir, et d'un système de régulation automatique lui permettant d'adapter son mode de fonctionnement aux paramètres du réseau [9].

2.4.2.3 Avantage et inconvénient

Comme avantages, on peut citer à l'actif de cette méthode que :

- Les équipements qui constituent l'unité sont disponibles ;
- Les quantités de gaz évacuées dans l'atmosphère sont considérablement réduites ;
- L'unité est facile à déplacer, à installer et à utiliser ;
- L'unité peut être conçue pour fonctionner de manière autonome, sans pilote et sans alimentation externe.

Comme inconvénient, on notera qu'une certaine quantité de gaz restera toujours à l'intérieur du gazoduc isolé et sera nécessairement mise à l'évent avant toute intervention sur ce dernier [9].

2.5. Deux exemples de compagnies appliquant actuellement le transfert de gaz au moyen d'une unité de compression mobile sur leurs réseaux

Nous allons décrire dans ce qui suit deux unités de compression mobiles utilisées, pour la première par Gasunie sur les réseaux bataves, et pour la seconde par CII Guatelli S.p.A en Italie.

2.5.1 Gasunie, Pays Bas

Gasunie a participé à la conception de l'unité de recompression mobile qu'elle s'est faite livrée en 2004. La solution qu'on a trouvé dans ce cas pour répondre à toutes les exigences de la situation, a consisté à prendre un compresseur du constructeur DRESSER à quatre cylindres de disposition en "V", avec deux cylindres de chaque côté du vilebrequin. En accord avec le constructeur, Gasunie a fait modifier le compresseur en ne gardant que les deux cylindres qui sont disposés d'un même côté du vilebrequin. La puissance maximale requise pour entraîner le compresseur s'élève à 225 kW et est fournie par un moteur à gaz comprenant douze cylindres en "V", alimenté directement par extraction à partir du gaz transféré. L'unité comprend également un module de 60 kVA qui permet de générer toute la puissance

électrique qui couvre ses besoins. Gasunie semble être ainsi la première compagnie à concevoir une unité de recompression mobile entièrement autonome. L'ensemble de l'unité équipant le véhicule de transport pèse 37 tonnes, poids qui se place juste en dessous des limites imposées pour le transport routier par les normes des Pays-Bas (et ne nécessitant donc aucune demande d'autorisation spéciale pour ses déplacements sur le sol hollandais). Une photo de l'unité est présentée la figure 2.8 ci-dessous [10].



Fig.2.8 : Unité de recompression GASUNIE – Pays-Bas.

Principe de fonctionnement :

L'unité peut fonctionner en "mode parallèle" ou en "mode série" (voir figure 2.9). En mode parallèle, les deux cylindres prennent le gaz dans la conduite d'aspiration et le déchargent dans la conduite de refoulement.

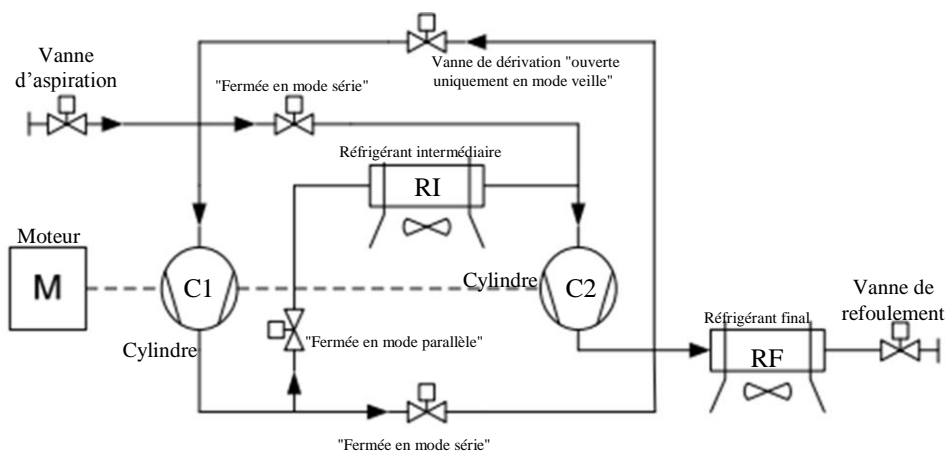


Fig.2.9 : Schéma représentant les différents modes de fonctionnement de l'unité GASUNIE [10].

En mode série, un premier cylindre refoule le gaz vers l'aspiration du deuxième cylindre qui parachève sa recompression avant de le transférer vers le gazoduc. Qu'on soit en mode parallèle ou en mode série, le gaz passe nécessairement par un échangeur pour être refroidi à la sortie de chaque cylindre [10].

Le compresseur fonctionne en mode parallèle jusqu'à ce que la pression d'aspiration ait atteint une valeur minimale définie par la valeur du taux de compression maximum. Le compresseur passe alors automatiquement en mode série. Dans ce mode, le gaz provenant du premier cylindre subit un refroidissement intermédiaire avant d'entrer dans le second. Ce refroidissement est utile en vue de maximiser le débit et de réduire la charge thermique. Lorsque la pression d'aspiration atteint son minimum, le compresseur s'arrête automatiquement. En mode parallèle, l'unité transfère des débits importants et en mode série, elle opère à des rapports de compression élevés [10].

Coût de l'installation et caractéristique de l'unité :

En 2004, L'unité de recompression avait coûté environ 1.5 M€ à Gasunie. Depuis 2009, la compagnie a fait l'acquisition d'une deuxième unité identique à la première pour réduire le temps de transfert du gaz lorsque la nécessité de le faire se présente, et pour réaliser donc ces opérations en récupérant le maximum de gaz dans les délais qu'imposent les contrats passés avec les clients. Le coût de la première unité a été vite amorti par les gains associés à la récupération du gaz, ce qui a grandement joué à faciliter la prise de décision de la compagnie pour l'acquisition de la deuxième unité [10].

La figure 2.10 ci-après présente l'évolution de la pression du gaz dans un gazoduc de 1 km de longueur et 0.9 m de diamètre en fonction du temps lorsque l'unité de recompression "Gasunie" est utilisée pour refouler le gaz aspiré de ce gazoduc à une pression de 66 bars. On voit que pour atteindre une pression de 10 bars, il faudra à l'unité à peine moins de 7 heures. Si le gazoduc, avec le même diamètre, était long de 10 km il en faudrait à l'unité 66 heures pour amener la pression du gaz de 66 bars à 10 bars. La quantité de gaz récupérée sera d'environ 360 000 Nm³. La quantité de gaz consommée comme carburant pour le moteur est estimée à 3 600 Nm³, soit 1% de La quantité récupérée.

D'après la figure 2.10, le passage du mode de fonctionnement "parallèle" vers le mode de fonctionnement "série", a lieu dans ce cas quand la pression atteint 22 bars, ce qui permet de déduire que le taux de compression maximum d'un cylindre est approximativement égal à 3 [10].

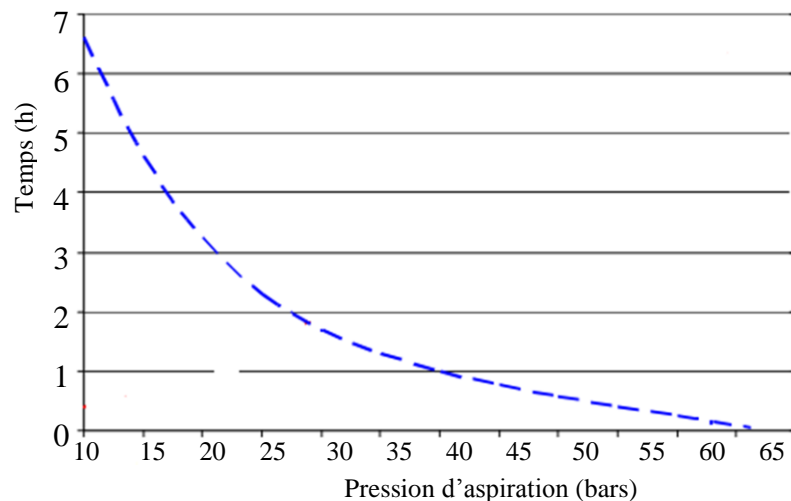


Fig.2.10 : Evolution du temps de transfert du gaz en fonction de la pression d'aspiration [10].

2.5.2. CII Guatelli S.p.A, Italie

L'unité CII Guatelli utilise un compresseur à pistons à quatre cylindres. Lors de la première phase, les 4 cylindres travaillent tous en parallèle. Le rapport de compression des cylindres augmente à mesure que la pression décroît à l'aspiration jusqu'à ce qu'il atteigne sa valeur maximum, le système va alors basculer automatiquement vers la deuxième phase de fonctionnement au cours de laquelle trois des quatre cylindres continuent d'aspirer le gaz en parallèle avant de le refouler tous en même temps vers l'aspiration du quatrième cylindre, qui se chargera de compléter la recompression du gaz jusqu'à la pression qui règne dans le gazoduc en aval [11].

L'unité est équipée d'un moteur à 12 cylindres alimenté au gaz naturel, d'une puissance de 650 chevaux et tournant à 1800 tr/min. L'unité comprend également des échangeurs de chaleur et un système de graissage et de refroidissement. Le tout est monté dans un conteneur. Un système de contrôle à distance gère le fonctionnement de l'unité.

L'unité mobile de la compagnie CII Guatelli est montrée à la figure 2.11 ci-dessous. Sa caractéristique opératoire lors d'une intervention pour récupérer le gaz contenu dans un

tronçon de 20 Km de long et 1m de diamètre est présentée à la figure 2.12. On y relève notamment qu’au bout de 45 heures de fonctionnement, la pression dans le tronçon d’où le gaz est évacué est amenée de 50 bars à 7 bars seulement.

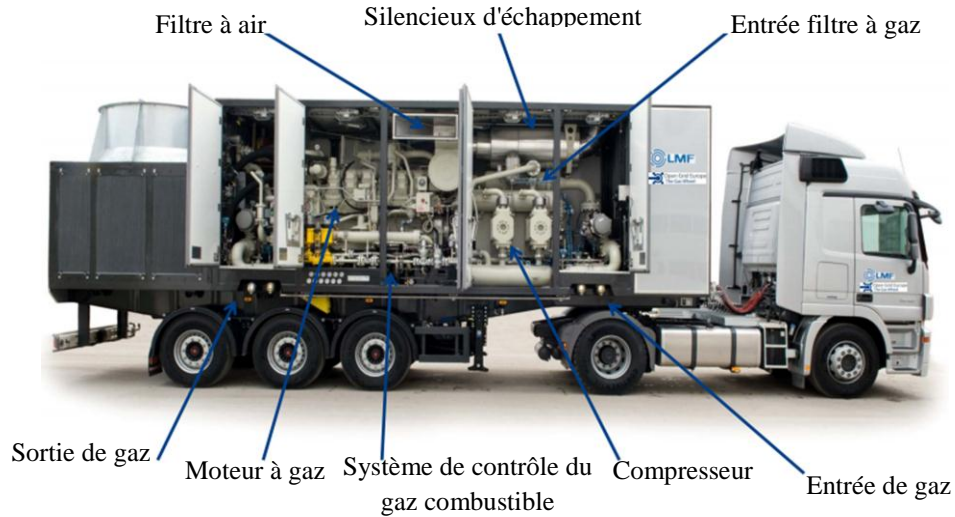


Fig. 2.11 : Unité de recompression CII Guatelli [9].

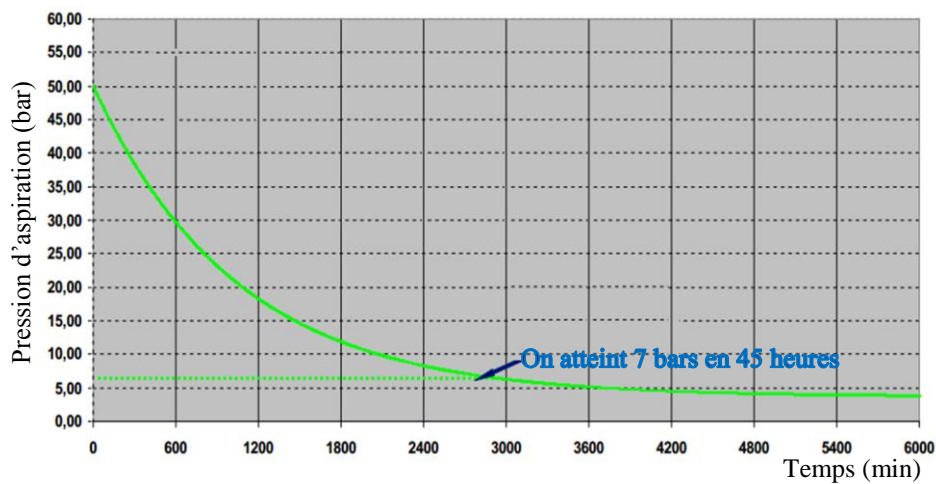


Fig.2.12 : Evolution de la pression dans un gazoduc de 20 km de long et de 1 m de diamètre en fonction du temps lors d’une intervention avec l’unité CII Gatelli [9].

***Chapitre 3 : Choix du type de compresseur
et proposition d'un schéma pour l'unité
de compression***

Chapitre 3 : Choix du type de compresseur et proposition d'un schéma pour l'unité de compression

Dans ce chapitre, nous allons présenter brièvement les principaux types de compresseurs et leurs caractéristiques qui nous permettront de sélectionner le type le mieux adapté à notre application. Nous donnerons ensuite les schémas des configurations dont nous nous proposons à analyser les performances dans les chapitres IV et V.

3.1. Les compresseurs

Il existe plusieurs types de compresseurs. La classification la plus répandue distingue les compresseurs volumétriques des compresseurs rotodynamiques.

Compresseurs volumétriques : cette famille se subdivise à son tour en compresseurs alternatifs et en compresseurs rotatifs. Les compresseurs alternatifs comprennent les compresseurs à pistons et à membrane, tandis que les rotatifs sont des compresseurs à palettes, à vis, à lobe, à spirale.

Compresseurs rotodynamiques : Ils comprennent les compresseurs centrifuges, axiaux et hélicocentrifuges.

La figure 3.1 ci-dessous nous donne les domaines d'application des différents types de compresseurs.

Les paramètres utilisés pour le choix d'un compresseur pour une application donnée sont

1. La pression de refoulement nécessaire
2. Le débit requis
3. La puissance d'entraînement
4. La disponibilité et le coût du refroidissement
5. Le poids du compresseur
6. Les fondations
7. Le coût de la maintenance

D'après les conditions opératoires de l'unité de compression que nous envisageons de choisir dans le cadre de l'application qui nous intéresse ici, à savoir le transfert d'un gaz vers

un gazoduc où la pression est relativement élevée (pouvant aller jusqu'à 80 bars), avec des débits aussi grands que possibles afin de réduire au maximum le temps des opérations, trois types de compresseurs peuvent être à priori présélectionnés en observant le diagramme de la figure 3.1 ci-après: les compresseurs centrifuges, les compresseur axiaux et les compresseurs alternatifs.

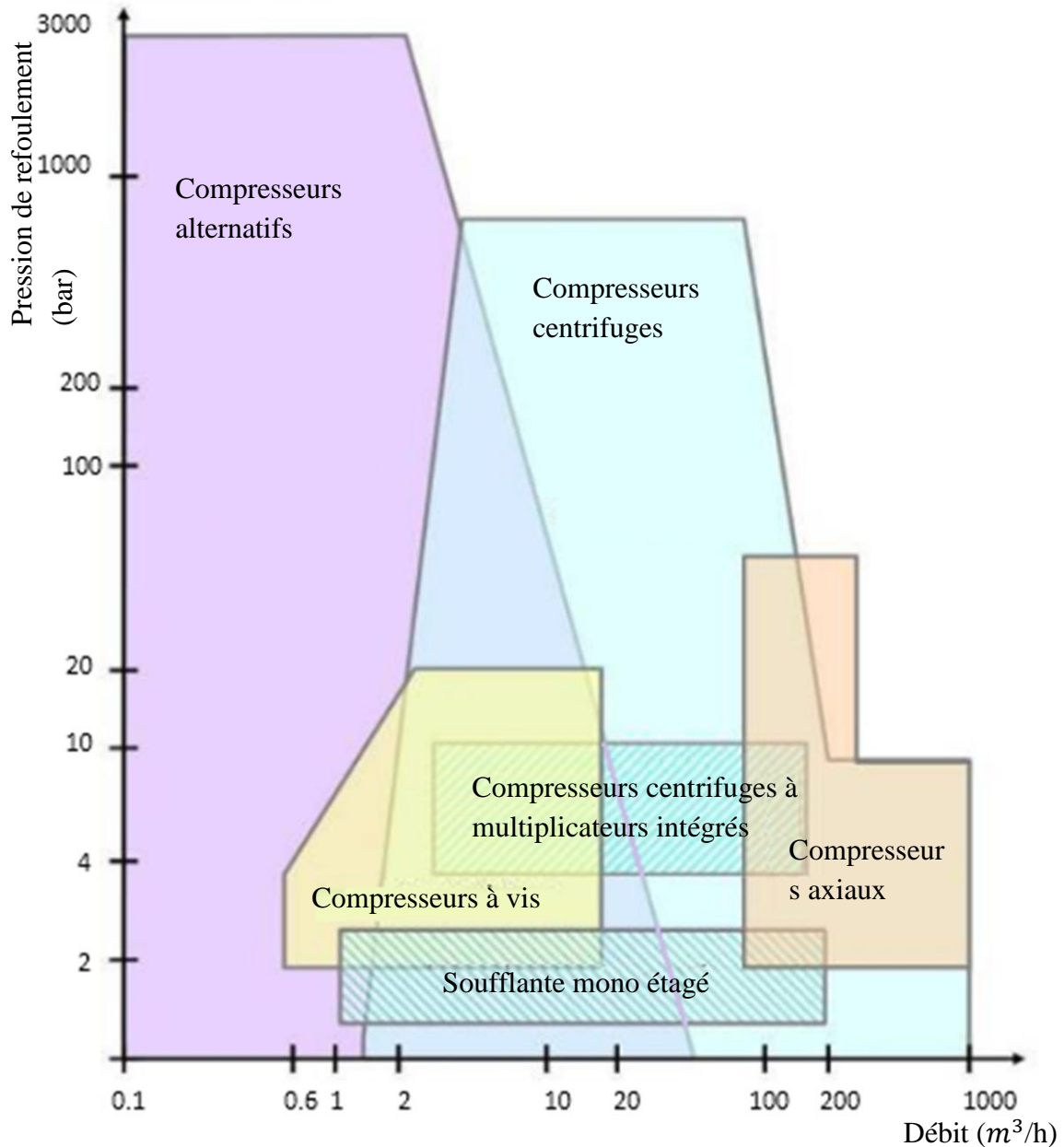


Fig.3.1 : Type de compresseur en fonction du débit et de la pression de refoulement [12]

3.1.1 Les compresseurs rotodynamiques :

Introduction :

Les turbomachines sont aujourd'hui utilisées dans de nombreux domaines, comme la production d'électricité, la propulsion aéronautique, la compression des gaz. Leur fonctionnement est basé sur le transfert d'énergie entre une partie mécanique tournante et un fluide, deux types de compresseurs dynamiques existent : les compresseurs axiaux et les compresseurs centrifuges.

3.1.1.1 Les compresseurs axiaux :

Définition :

Le compresseur axial est un compresseur dont le flux, continu, est parallèle à l'axe de rotation. Afin d'assurer la continuité de l'écoulement, une diminution de la section entre le rotor et le carter est prévue au fur et à mesure que la pression augmente.

Il comprend : plusieurs étages, chaque étage étant constitué :

- D'un rotor formé portant des aubes et tournant à grande vitesse, permettant d'augmenter la vitesse absolue du fluide.
- D'un stator formé par le carter du compresseur et muni également d'aubes, qui transforme l'énergie cinétique produite par le rotor en pression.

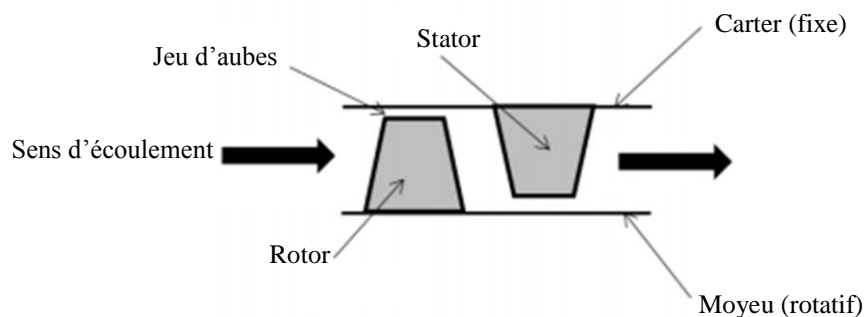


Fig.3.2 : schéma de principe d'un étage de compresseur axial [13]

Caractéristiques :

Les compresseurs axiaux sont caractérisés par des vitesses de rotation élevées, ce sont des machines volumineuses qui véhiculent des débits importants (nécessitant une grande surface frontale). L'écoulement axial occasionne peu de pertes de charge et confère à ces

compresseurs des rendements élevés. Ils peuvent être assez facilement conçus en plusieurs étages combinés en série afin de réaliser des taux de compression importants, contrairement aux compresseurs centrifuges qui, pour avoir plusieurs étages, ont besoin d'un système de connexion plus complexe.

3.1.1.2 Les compresseurs centrifuges :

Définition :

Dans un compresseur centrifuge, le fluide est admis parallèlement à l'axe de rotation puis il est refoulé perpendiculairement à cet axe à la sortie du rotor pour être dirigé vers un diffuseur.

Le compresseur centrifuge comporte une roue (rotor) munie d'aubes entraînée à grande vitesse par un moteur. L'énergie mécanique ainsi communiquée par les aubes au fluide fait augmenter sa pression et sa vitesse. Le diffuseur, placé au refoulement reconvertit une grande partie de l'énergie cinétique du fluide en pression.

Afin de pouvoir ajuster la puissance aux besoins, le compresseur est muni d'ailettes pivotantes disposées à l'aspiration et s'ouvrant et se fermant pour modifier l'angle d'attaque de l'écoulement qui arrive sur les aubes de la roue en mouvement.

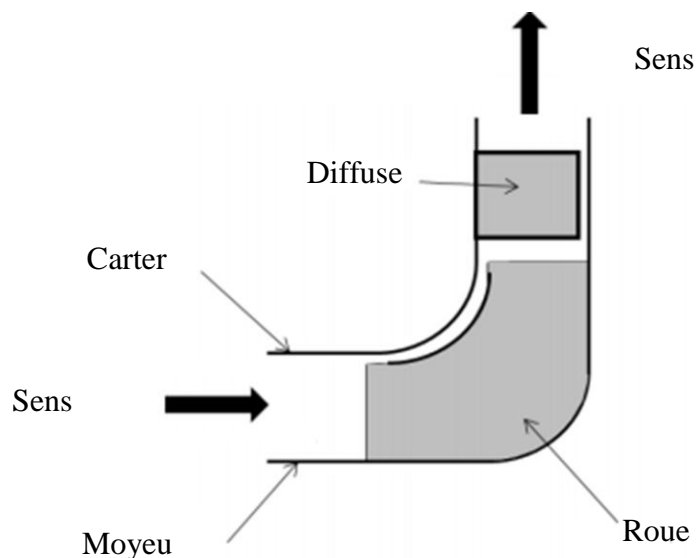


Fig.3.3 : schéma de principe d'un compresseur centrifuge [13]

Caractéristiques

Le rendement du compresseur centrifuge est légèrement inférieur à celui du compresseur axial, les pertes de charge y étant plus importantes à cause de la géométrie plus complexe des écoulements dans ce cas, mais il a une meilleure stabilité et offre une plage de fonctionnement plus vaste.

Lorsque les compresseurs sont entraînés par un moteur autre qu'une turbine, ils sont prévus avec un accouplement qui permet l'utilisation de toutes sortes de moteurs (électriques, thermiques...).

3.1.1.3 Performances des compresseurs rotodynamiques

La performance de des compresseurs axiaux et centrifuges en régime permanent est représentée par des courbes caractéristiques dont l'abscisse indique le débit et l'ordonnée le taux de compression. Pour une courbe caractéristique (correspondant à une vitesse de rotation donnée), plus le débit diminue, plus le taux de compression augmente. L'ensemble des courbes caractéristiques du compresseur, obtenues pour différentes vitesses de rotation sont présentées à la figure 3.4.

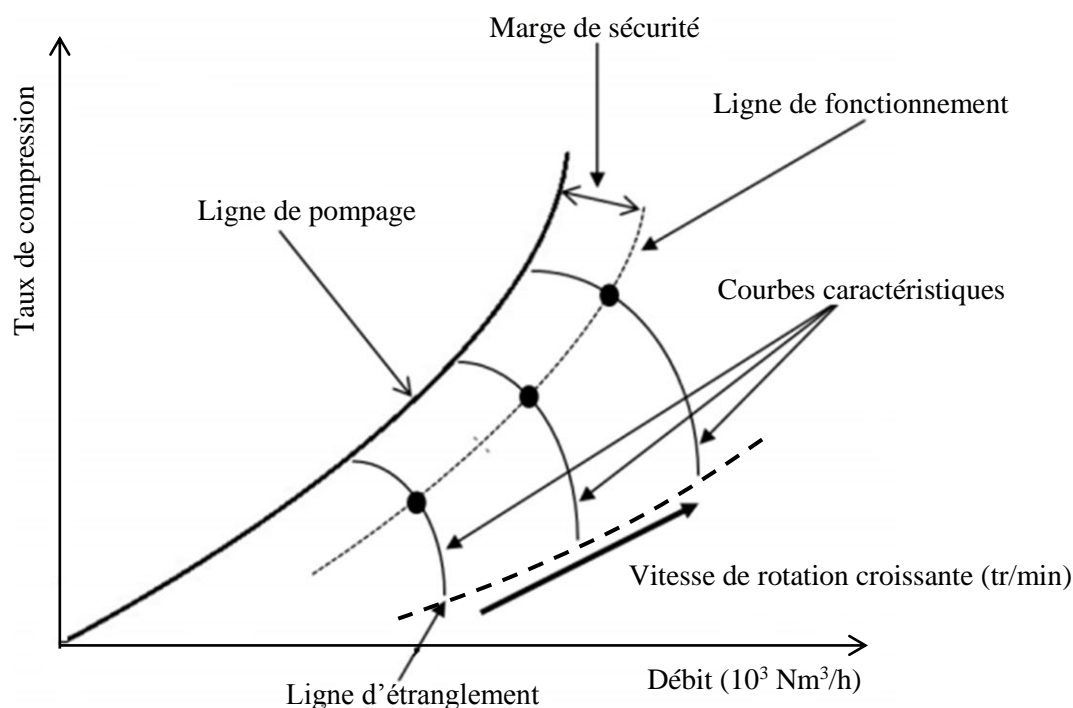


Fig.3.4 : caractéristique d'un compresseur centrifuge [13].

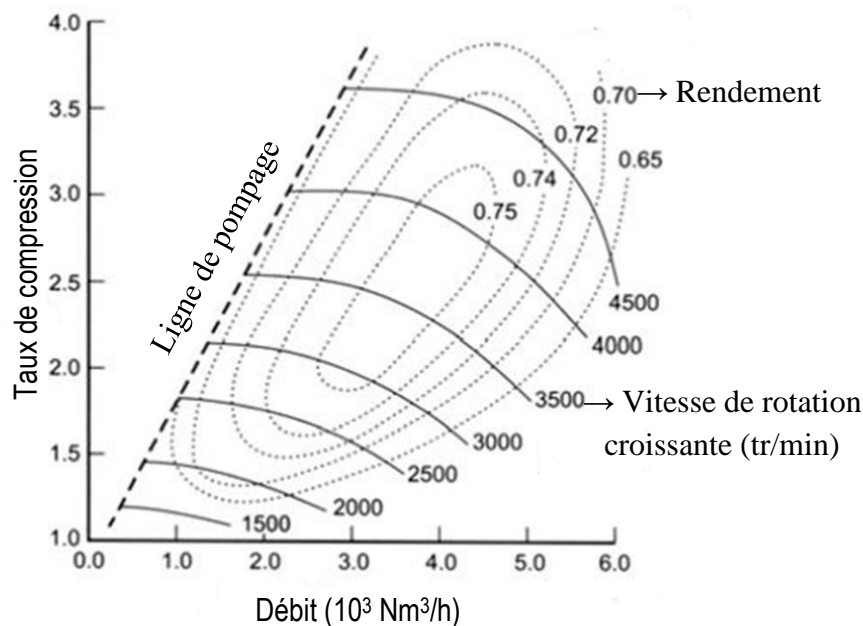


Fig. 3.5: caractéristique d'un compresseur axial [13]

Les compresseurs peuvent fonctionner sous différents régimes (un régime étant défini par une valeur de la vitesse de rotation et une valeur du taux de compression par exemple), mais leur plage d'utilisation à vitesse de rotation constante peut être relativement restreinte. En effet, la zone de fonctionnement le long d'une courbe caractéristique est limitée par deux phénomènes :

- L'étranglement pour les débits les plus élevés (rendant toute augmentation de pression quasiment nulle).
- Les instabilités aérodynamiques sous forme de pompage ou de décrochage tournant pour les plus faibles débits.

3.1.1.4 Les instabilités aérodynamiques du compresseur :

Définition de la stabilité : La stabilité peut être définie comme la capacité d'être insensible aux petites perturbations.

À vitesse de rotation constante, lorsque le débit au sein du compresseur diminue en dessous d'une valeur critique, (représentée sur la courbe caractéristique du compresseur par

l'intersection d'une courbe caractéristique avec la ligne de pompage), des instabilités aérodynamiques apparaissent sous la forme d'un décrochage tournant et d'un pompage.

Le décrochage tournant est une instabilité généralement bidimensionnelle pour laquelle le flux n'est plus uniforme. Des zones de décrochage se manifestent sur certaines pales conduisant à un blocage partiel du flux au sein du compresseur, ce qui va engendrer une chute de débit et de pression.

Ces instabilités sont souvent responsables de phénomènes vibratoires qui peuvent endommager les aubages du compresseur.

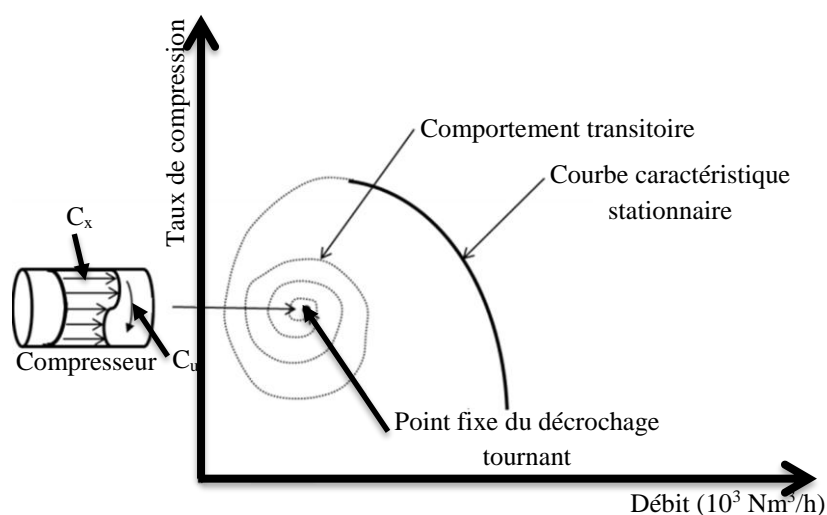


Fig.3.6 : comportement d'un compresseur lors décrochage tournant [13].

Le pompage : le pompage est une instabilité aérodynamique unidimensionnelle. Il se manifeste lorsque le compresseur n'arrive plus à assurer la pression nécessaire pour maintenir et vaincre celle de la conduite de refoulement. Ceci a lieu en général lorsque le débit descend au-dessous d'une certaine valeur limite pour une vitesse de rotation donnée. Un changement instantané du sens de l'écoulement du gaz se produit alors ainsi qu'une chute de pression, le cycle se répète et produit des vibrations si puissantes qu'elles peuvent détruire l'équipement. Le décrochage aérodynamique rend le compresseur incapable de vaincre la pression au refoulement et de pousser le gaz vers la sortie. La conduite de refoulement sous haute pression se vide alors à travers le compresseur dans la conduite d'aspiration par un débit qui circule à contre-courant.

Selon leur fréquence et les dommages qu'ils peuvent provoquer, il existe plusieurs types de pompages, on peut citer ainsi :

- Un pompage moyen : avec de petites oscillations
- Un pompage classique : qui correspond à de grandes oscillations de débit et une faible fréquence, mais pas d'inversion de flux.
- Un pompage modifié : qui combine un pompage classique avec un décrochage tournant.
- Un pompage profond : qui correspond à un pompage classique beaucoup plus violent pendant lequel l'inversion du flux a lieu, ce type de pompage est le plus rencontré.

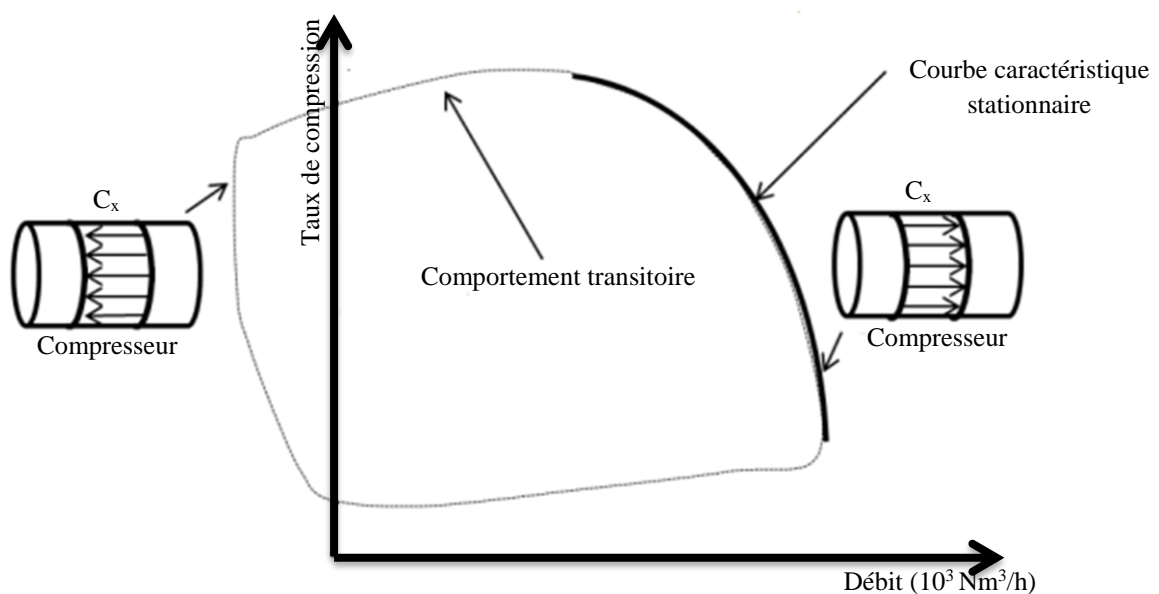


Fig.3.7 : comportement d'un compresseur lors d'un pompage profond [13].

Il faut à tout prix éviter ces instabilités pour le bon fonctionnement du compresseur et pour prolonger sa durée de vie. Pour ce faire, non seulement il faut éviter de dépasser la limite de pompage, mais on doit mettre en place une marge de sécurité entre la ligne de pompage et la ligne de fonctionnement où la stabilité sera toujours garantie. Cette marge doit nécessairement avoir une valeur élevée, puisque la ligne de pompage va bouger en fonction des conditions de fonctionnement. Des paramètres comme l'uniformité de l'écoulement d'entrée, la variation du jeu d'aube par dilatation thermique ou usure du carter peuvent modifier la localisation du seuil de stabilité. Ainsi, en prenant une valeur élevée de la marge de sécurité, le concepteur s'assure que le pompage ne surviendra jamais. Malheureusement,

on perd ainsi une plage de fonctionnement dans laquelle le rapport de pression et le rendement du compresseur peuvent être maximaux.

3.1.2 Les compresseurs à pistons

Le compresseur à piston est l'un des tout premiers types de compresseurs. Il reste aussi aujourd'hui le plus polyvalent et offre toujours un excellent rendement. Il comprend :

- **Un cylindre muni d'un piston** : la chemise est fabriquée pour supporter la pression du gaz, assurer un refroidissement primaire à l'aide des ailettes qu'elle porte sur sa surface extérieure et supporter les frottements dus au mouvement du piston (frottement entre la chemise et les segments). Quant au rôle principal du piston, il est de comprimer le gaz.

- **Des segments d'étanchéité** : Ils ont pour rôle d'assurer l'étanchéité entre l'huile de lubrification qui se trouve dans le carter et le gaz à comprimer qui se trouve entre la tête du piston et le fond du cylindre.

- **Un clapet d'aspiration et un clapet de refoulement** : appelés aussi soupapes, ils assurent le remplissage du piston (clapet d'aspiration), l'étanchéité lors de la compression (les deux clapets fermés) et le refoulement après compression (clapet de refoulement). Ils comportent un siège sur lequel le clapet s'appuie, un ressort pour assurer une pression du disque sur le siège (pour maintenir l'étanchéité). Les pannes des clapets sont en général les causes des interventions mécaniques sur les compresseurs à piston et qui demande un arrêt de la machine pour la réparation.

Un vilebrequin et une bielle : le mouvement rotatif du moteur d'entraînement est transformé en un mouvement alternatif du piston par un système bielle-manivelle, le compresseur contient un vilebrequin porté par deux paliers ou plus, les bielles sont montées sur le vilebrequin et entraînent les pistons.

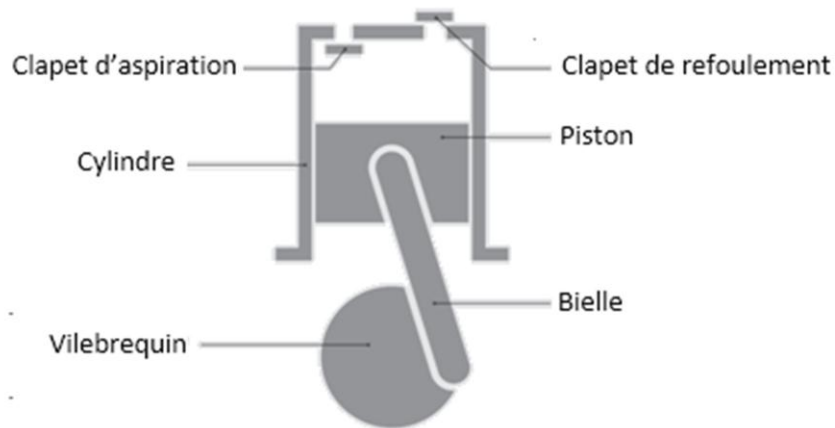


Fig.3.8 : Etage d'un compresseur à piston [14]

3.1.2.1 Disposition des cylindres :

Le compresseur à piston peut se présenter sous différentes dispositions, suivent l'encombrement, on choisit la configuration qui convient, on cite :

- Le Compresseur à cylindres horizontaux

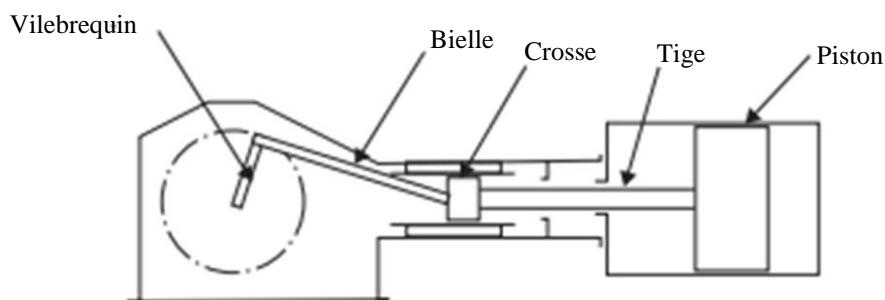


Fig. 3.9 : Compresseur à cylindres horizontaux [14].

- Le Compresseur à cylindre en V

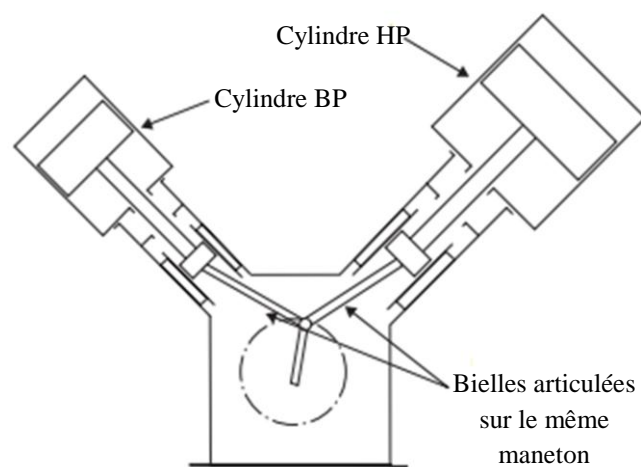


Fig. 3.10 : Compresseur à cylindres en V [14]

- Le compresseur à cylindres verticaux

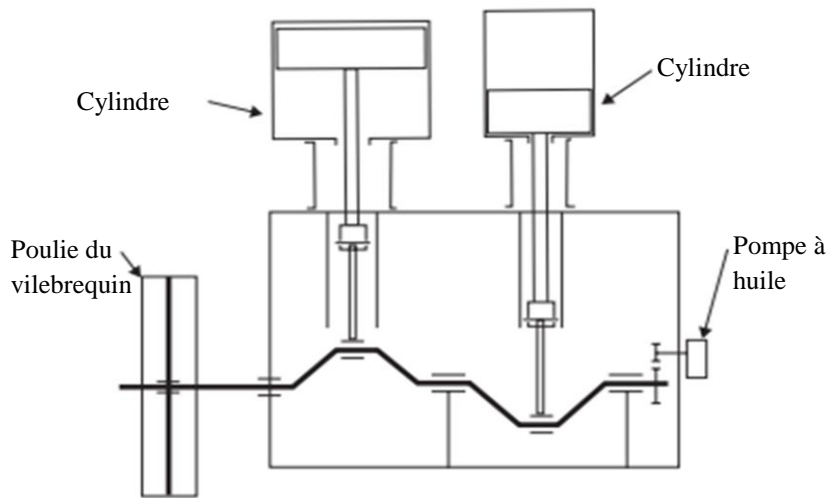


Fig. 3.11 : Compresseur à cylindres verticaux [14].

Les différents clapets sont actionnés par des différences de pression.

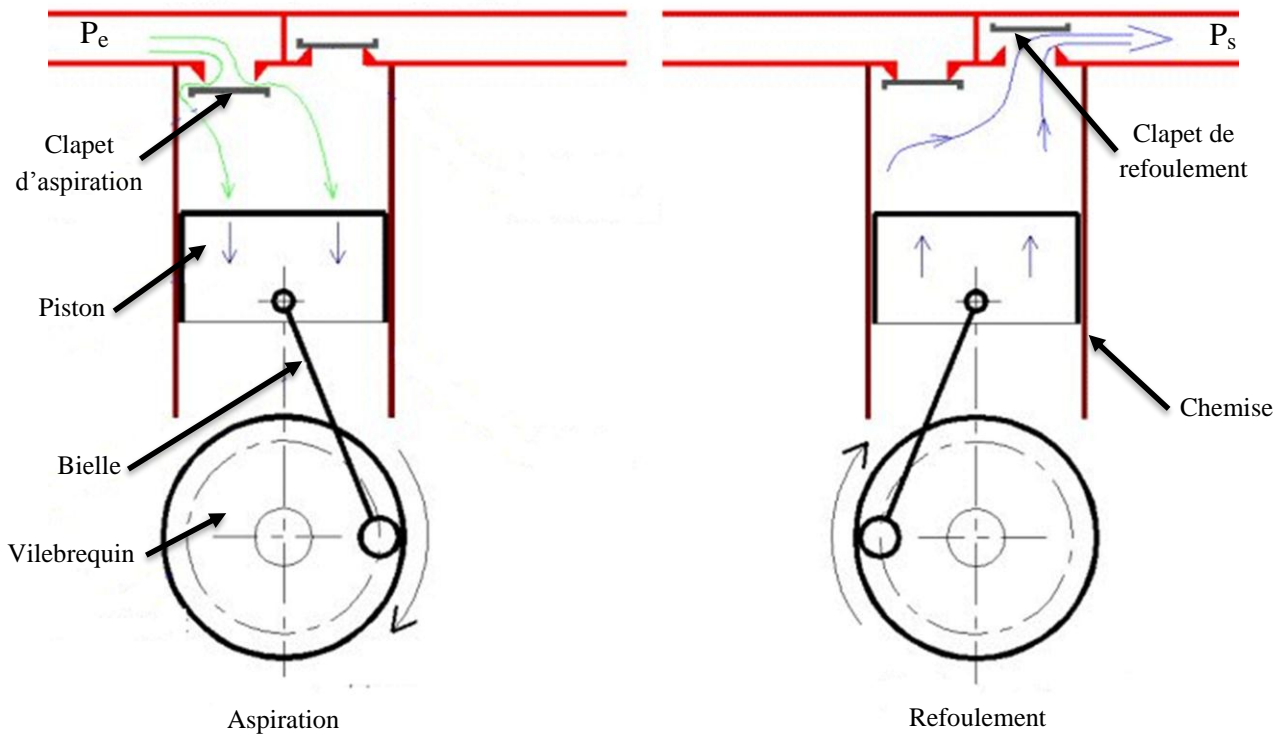


Fig.3.12 : Aspiration et refoulement d'un étage du compresseur à piston [12].

3.1.2.2 Le principe de fonctionnement :

Un moteur électrique ou thermique entraîne le volant du compresseur (vilebrequin du compresseur), le piston est alors animé d'un mouvement alternatif sinusoïdal. Lorsqu'il descend, la pression dans le cylindre diminue (dépression). Dès qu'elle est inférieure à celle en amont du clapet d'aspiration, celui-ci s'ouvre, laissant le gaz entrer à l'intérieur, cette phase correspond à l'aspiration. Lorsque le piston remonte, la pression dans le cylindre augmente. Dès qu'elle dépasse la pression au-dessus du clapet de refoulement, le clapet s'ouvre et laisse le gaz s'échapper vers la conduite de refoulement, cette phase correspond à l'échappement. Le clapet d'échappement se referme lorsque le piston arrive au point mort haut et un nouveau cycle recommence.

3.1.2.3 Rendement du compresseur à piston :

Le rendement du compresseur à piston varie en fonction du taux de compression, mais la valeur minimale de ce rendement dépasse les 90% pour des taux de compression supérieurs à 1.3, il varie donc peu (voir la courbe de la figure 3.13 ci-dessous), ce qui fait du compresseur à pistons un compresseur bien adapté à un fonctionnement à des taux de compression variables.

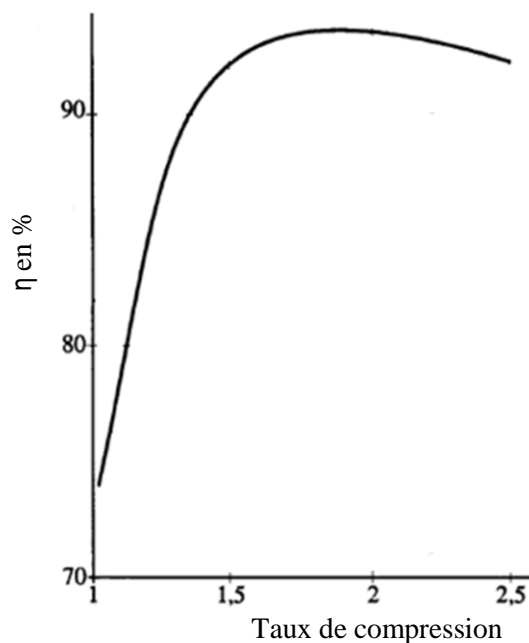


Fig.3.13 : Courbe du rendement du compresseur en fonction du taux de compression [15].

3.1.2.4 Le cycle de compression :

La figure 3.14 montre le cycle réel (1'-2'-3'-4') et le cycle théorique (1-2-3-4) d'un compresseur à piston. Un cycle correspond à un aller-retour du piston.

• Le cycle théorique :

Dans le cycle théorique, la compression est censée avoir lieu de manière isentropique de 1 à 2 suivi d'un refoulement isobare entre 2 et 3, ces deux processus amenant le piston du point mort bas jusqu'au point mort haut, le clapet de refoulement devant s'ouvrir lorsque le piston atteint le point 2. Nous supposons qu'en fin de course le piston vient exactement de toucher le bas de la culasse, donc aucune quantité de gaz ne se trouve à l'intérieur du cylindre. Le piston amorce son retour, et du fait que par hypothèse, il n'y a pas de gaz résiduel dans le cylindre, on a simultanément et instantanément : - fermeture du clapet de refoulement ; - chute de la pression de refoulement à la pression d'aspiration ; - ouverture du clapet d'aspiration. Cette phase d'aspiration est représentée par la droite 4-1. Le piston amorce son mouvement de retour, le clapet d'aspiration se referme et un nouveau cycle commence [15].

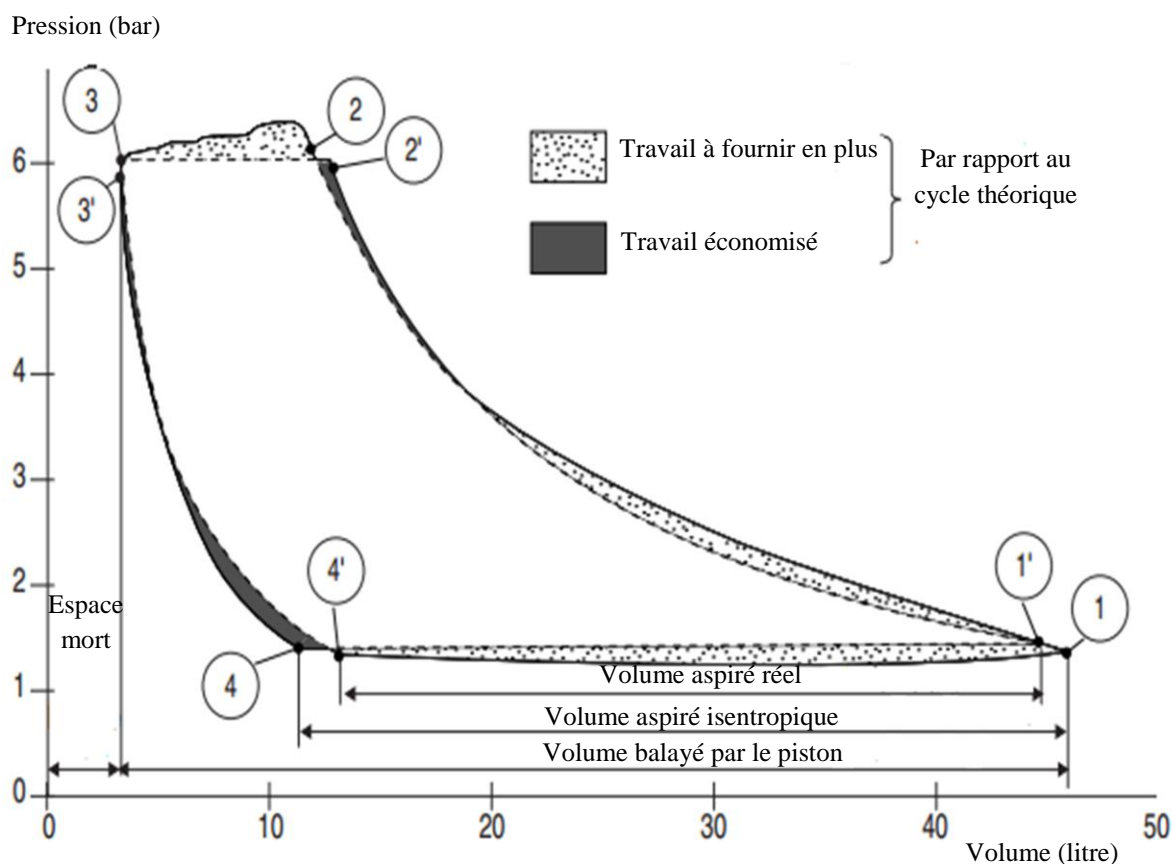


Fig.3.14 : cycle d'un compresseur à piston

• **Le cycle réel :**

Plusieurs facteurs entrent en ligne de compte dans le tracé du diagramme réel du compresseur à piston :

- Les pertes de charge lorsque le gaz passe par les clapets d'aspiration et de refoulement qui créent des différences de pression entre l'intérieur du cylindre et les tuyauteries d'aspiration et de refoulement.

- Retard d'ouverture des clapets : les clapets présentent une certaine résistance à l'ouverture, due aux ressorts de rappels dont ils sont munis. Leur ouverture ne s'effectue donc que lorsque la pression aval est légèrement inférieure à la pression amont. Pour la même raison, la fermeture se fait avec une légère avance.

- La courbe de compression (1-2) ne suit pas l'adiabatique parfaite, elle ne sera donc pas isentropique.

- Un espace mort est nécessaire entre le piston et la culasse (logement des clapets). Dans les réalisations courantes, la valeur de cet espace mort varie entre 3% et 5% de la cylindrée [1].

- Pour que le clapet d'aspiration s'ouvre, il faut que le piston redescende suffisamment de façon que la pression à l'intérieur du cylindre diminue (détente d'espace mort) en dessous de la pression en amont.

- Les fuites à travers les clapets ou bien au niveau des segments.

L'inertie des clapets et l'inertie du gaz en mouvement provoquent des phénomènes complexes qui font que les pressions ne peuvent varier brutalement, mais elles oscillent avant de se stabiliser. Ceci a pour effet de déformer la courbe du cycle théorique. Le diagramme montre que le débit aspiré par le compresseur est inférieur au débit théorique balayé par le piston, cette différence provient de la détente de l'espace mort qui réduit la capacité d'aspiration du système.

3.1.2.5 Avantages et inconvénients des compresseurs à piston

Le compresseur à piston présente plusieurs avantages, parmi lesquels on peut citer :

- Les compresseurs à pistons s'adaptent facilement à toutes conditions de fonctionnement, sans altérer leurs performances et leur fiabilité mécanique.
- Excellent rendement qui se maintient bien lorsque le compresseur est utilisé avec des taux de compression variables.
- Possibilité de refouler à des pressions très élevées.

Mais en contrepartie, il faut noter les inconvénients suivants :

- Equilibrage difficile qui nécessite des fondations importantes.
- Fiabilité moyenne au niveau des clapets.
- Poids et encombrement. Pulsations de pression entraînant des vibrations dans les tuyauteries et une pollution sonore.

3.1.2.6 Les auxiliaires

Le compresseur doit être équipé des équipements auxiliaires suivants :

- **Un système de refroidissement** : à l'air ou à l'eau pure.
- **Un système de lubrification** : On a affaire à deux types de circuits de lubrification :
 - **Circuit de lubrification huile en mouvement** : c'est un circuit d'huile classique avec pompe, filtre, réfrigèrent et régulateur de pression ; il permet la lubrification des paliers, des manetons, des axes de coulisseaux et des glissières.
 - **Circuit de lubrification huile en contact avec le gaz** : c'est un système qui permet le graissage de points déterminés ayant un contact avec le gaz ; c'est par exemple, les cylindres, les garnitures...

3.1.3 Choix du type de compresseur pour l'application

L'application à laquelle nous destinons le compresseur dans le cas présent a la particularité d'être d'essence transitoire, c'est un processus de transfert de gaz d'un espace où il ne cessera pas de se raréfier et de voir donc sa pression chuter, dans un espace où la pression reste constante à une valeur qui pourrait atteindre 70 bars. Le taux de compression sera donc continûment variable. Et comme l'objectif sera principalement de pomper le maximum de gaz en un minimum de temps, il faudra opter pour un compresseur qui tolère des taux de compression relativement élevés tout en faisant circuler des débits importants et

en gardant un bon niveau de rendement à tous les régimes de fonctionnement auxquels il sera soumis.

Les compresseurs rotodynamiques sont très bons, mais quand leur plage de fonctionnement n'est pas trop large, sinon il y a toujours le spectre des instabilités qui les guettent dès que leur point de fonctionnement s'écarte suffisamment de leur point nominal. Le pompage ou le décrochage ne sont jamais loin. Par ailleurs, ils ont un très bon rendement, mais sur une plage de débits très restreinte.

Les compresseurs volumétriques sont en général tout à fait adaptés pour les taux de compression élevés, mais ils s'accommodent mal avec les débits importants. Cependant, le compresseur à piston est un cas particulier, car pour transférer des débits importants, on a la possibilité de multiplier le nombre de cylindres à utiliser en parallèle. De plus, comme nous venons de le mentionner plus haut, son rendement est très peu affecté, lorsque le taux de compression varie dans certaines limites. Les inconvénients qu'il présente (bruit et vibrations) ne sont pas un handicap pour notre application, puisqu'il sera appelé à opérer sur des gazoducs à l'écart de zones fréquentées, et de façon épisodique.

Nous allons donc opter pour une unité avec compresseur à piston semblable à celles que nous avons présentées au chapitre II utilisées par les compagnies Gasunie au Pays-Bas et CII Guatelli en Italie.

Pour amener la pression d'aspiration de la valeur d'exploitation habituelle du gazoduc qui est de 70 bars jusqu'à une valeur assez basse pour ne pas perdre beaucoup de gaz lors de la mise à l'évent, disons par exemple 7 bars, il faut un taux de compression qui puisse atteindre une valeur de 10. Avec une telle valeur, si la compression devait avoir lieu dans un cylindre unique, la température du gaz au refoulement serait excessivement élevée et la charge thermique de l'échangeur qui devrait être utilisé pour refroidir le gaz pour ramener sa température à une valeur admissible pour le revêtement intérieur du gazoduc, sera très importante et donnera lieu à un échangeur de dimensions inadmissibles. De plus, la consommation d'énergie de compression sera importante. Ce problème sera donc évité en réalisant une compression bi-étagée avec refroidissement du gaz entre les étages. De la sorte, on pourra réaliser des taux de compression élevés avec des cylindres dont le taux maximum sera modéré. Nous allons opter pour un compresseur à quatre cylindres avec la possibilité de

les faire opérer lors d'une première phase en parallèle tant que le rapport de compression n'a pas atteint la valeur limite par cylindre, cette phase favorisera le transfert à grands débits et fera gagner un temps précieux. Ensuite, lors d'une seconde phase où on cherchera à réduire au maximum la pression avant la mise à l'évent, les cylindres seront disposés dans un arrangement hybride (parallèle/série) pour aller chercher des taux de compression aussi élevés que possibles. Au cours de cette deuxième phase de fonctionnement, on pourra arrêter le système dès qu'on a atteint le délai limite autorisé.

Nous nous proposons d'étudier au chapitre IV, les deux configurations qui vont être présentées ci-après.

3.1.4 Description des configurations à étudier

Les deux configurations permettent d'opérer selon les deux phases décrites ci-dessus. Le compresseur comporte quatre cylindres qui sont arrangés tous en parallèle lors de la phase 1. Lors de la phase 2, Les cylindres seront combinés différemment dans les deux configurations. Les détails concernant ces deux configurations sont précisés dans les figures 3.15 et 3.16 d'une part, et le tableau 3.1 ci-dessous, d'autre part.

Tableau 3.1 : Définition des configurations I et II

Configuration	Disposition des 4 cylindres lors de la phase 1	Disposition des 4 cylindres lors de la phase 2
Configuration I	Les quatre cylindres sont en parallèle	Deux étages en série constitués chacun de deux cylindres en parallèle de diamètre D pour le premier étage et d pour le second.
Configuration II	Les quatre cylindres sont en parallèle	Deux étages en série dont le premier comprend trois cylindres identiques en parallèle de diamètre d et le second comprend un seul cylindre de diamètre D .
Tous les cylindres d'une même configuration ont la même course.		

• **Description des modes opératoires des configurations**

Au début, le compresseur fonctionne à vide (les vannes de dérivation V8 dans la configuration (I) V5 dans la configuration (II) sont ouvertes, tandis que les vannes de refoulement V9 et V6 dans les configurations (I) et (II) respectivement sont fermées), jusqu'à ce que le moteur d'entraînement et le compresseur atteignent les conditions leur permettant une montée en puissance en toute sécurité. Dans ce mode, le moteur et le compresseur sont très faiblement chargés, et leur montée en température se fera en douceur et sans danger.

Une fois la montée en régime accomplie (par exemple, la valeur de la température de l'huile de lubrification atteint sa consigne), la vanne de refoulement s'ouvre et la vanne de dérivation se referme. C'est à ce moment que la première phase de compression entre en lice pour les deux configurations.

La sortie de chaque cylindre est équipée d'un échangeur de chaleur (E) afin de refroidir le gaz comprimé.

3.1.4.1 configuration (I):

lors de la phase 1, le gaz est aspiré par les quatre cylindres, les vannes V1, V2, V3, V5, V6 et V9 sont ouvertes, tandis que les vannes V4, V7 et V8 sont fermées, une partie du gaz est comprimé dans chaque cylindre avant de subir un refroidissement dans un échangeur (E) puis de rejoindre le collecteur principal où elle sera mélangée avec les autres parties provenant des autres cylindres pour être acheminé ensuite vers le gazoduc en aval.

Au moment où le compresseur atteint sa limite de fonctionnement correspondant à la première phase, la deuxième phase prend le relais, les vannes V2, V3, V5 et V6 se ferment et les deux vannes V4 et V7 s'ouvrent, les deux cylindres du premier étage reçoivent le gaz dans les conditions d'aspiration à partir du gazoduc isolé et le refoule chacun en direction de l'aspiration d'un cylindre du deuxième étage via un échangeur de chaleur où le gaz subira un refroidissement intermédiaire avant d'être comprimé de nouveau, après un deuxième refroidissement à la sortie du deuxième étage, le gaz arrive enfin dans le gazoduc de destination.

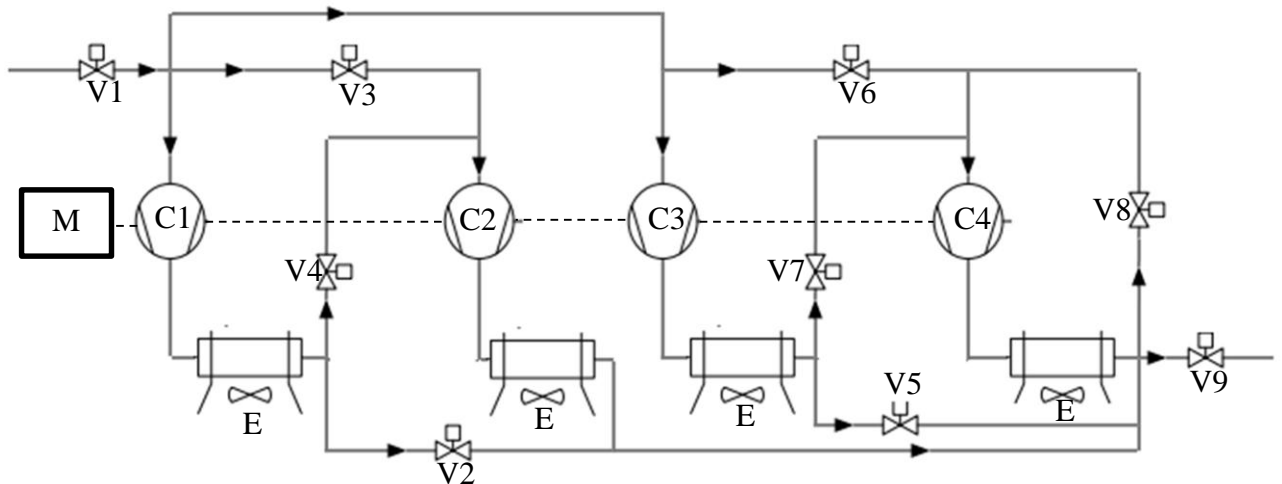


Fig.3.15 : Schéma de la configuration (I)

3.1.4.2 Configuration (II) :

La première phase de compression est identique à celle de la configuration (I) sauf que dans ce cas on ouvre les vannes V1, V3, V4 et V6 et on ferme la vanne V2.

Pour le phase 2, les vannes V3 et V5 seront fermées et la vanne V2 restera ouverte, les trois cylindres qui constituent le premier étage, envoient tous leur gaz via un réfrigérant intermédiaire vers l'entrée du quatrième cylindre qui termine de comprimé le gaz jusqu'à la pression finale. Le gaz est ensuite refroidi avant d'être envoyé vers le gazoduc de destination.

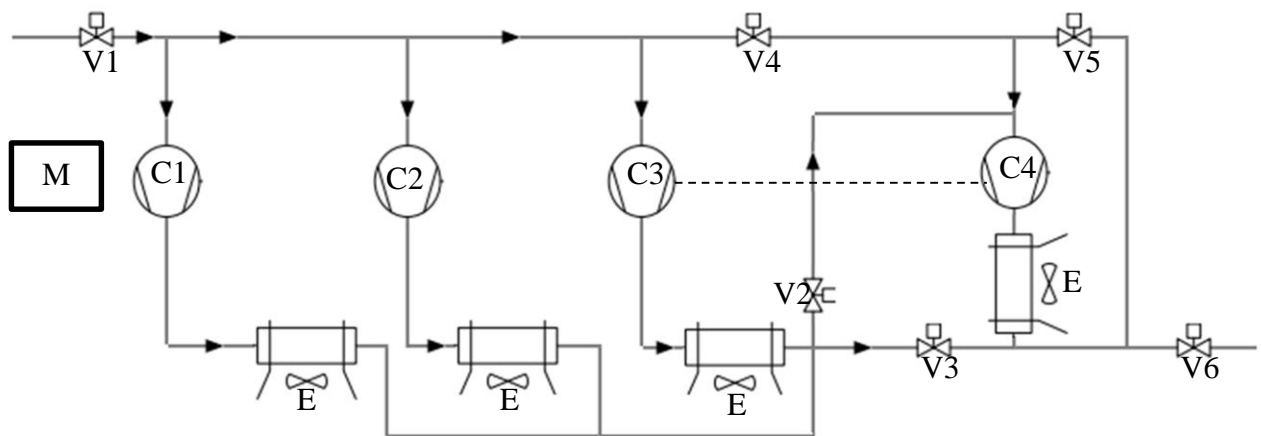


Fig.3.16 : Schéma de la configuration (II)

3.1.5 Choix du moteur d'entraînement :

Pour assurer une autonomie à notre unité de compression mobile, qui sera appelée à intervenir souvent sur des sites où le réseau électrique n'est pas accessible, rien de mieux que de faire appel au gaz naturel lui-même pour répondre aux besoins énergétiques de l'unité et de ses auxiliaires. On opte donc pour l'utilisation d'un moteur à gaz comme entraînement de notre compresseur. Ceci sera facilité par le fait que dans l'industrie du transport du gaz, les compresseurs à piston sont très souvent entraînés par des moteurs à gaz intégrés, c'est-à-dire que les pistons compresseurs sont entraînés par le vilebrequin même du moteur.

La puissance du moteur pourra donc être choisie en fonction de la puissance du compresseur sélectionné. On a en effet dans ce cas :

$$P_m = \frac{W_c}{\eta_m}$$

Où :

P_m est la puissance du moteur ; W_c , celle du compresseur et η_m son rendement mécanique

Cet ensemble est aussi désigné par "groupe automoteur à piston" ou "motocompresseur".

***Chapitres 4 : Simulation du
comportement thermodynamique du
gaz lors de sa compression et Etude
des performances de l'unité de
compression mobile***

Chapitres 4 : Simulation du comportement thermodynamique du gaz lors de sa compression et Etude des performances de l'unité de compression mobile

Dans ce chapitre, nous allons présenter le modèle de calcul qui nous permettra de simuler le procédé de transfert du gaz à l'aide des deux variantes de l'unité de compression présentées à la fin du chapitre précédent. La procédure de calcul sera décrite à la fin du présent chapitre et sera exécutée à l'aide du logiciel MATLAB. Les résultats de la simulation seront analysés ensuite au chapitre V.

4.1 Loi du comportement du gaz :

L'équation d'état du gaz parfait ne peut représenter un gaz que dans un domaine bien déterminé de température et de pression.

Le gaz parfait est un gaz idéal pour lequel on admet les hypothèses suivantes :

- ✓ Les atomes ou les molécules du gaz sont assimilés à des masses ponctuelles, leur volume propre est donc négligeable devant le volume qu'elles occupent.
- ✓ Les seules interactions entre particules (atomes ou molécules) d'un gaz parfait sont les chocs (l'énergie potentielle d'interaction est nulle).
- ✓ La pression exercée par le gaz est due aux nombreux chocs des molécules sur les parois du système.
- ✓ Les molécules se déplacent de façon aléatoire.

Lorsque la pression est basse, les gaz réels peuvent être assimilés à des gaz parfaits (à la pression atmosphérique, la plupart des gaz sont décrits par l'équation du gaz parfait avec une erreur qui ne dépasse pas 1 %) [17].

Cependant quand la température diminue et la pression augmente, l'équation d'état du gaz parfait devient de moins en moins applicable au gaz réel, les courbes isothermes et isobares des gaz réels ont des allures différentes de celles des gaz parfaits.

La figure 4.1 montre quelques isothermes du méthane (CH_4) obtenues expérimentalement avec, en trait discontinu, les isothermes correspondantes du même gaz considéré comme un gaz parfait.

À des pressions basses et à des températures élevées, les courbes se confondent quasiment, ce qui signifie que le gaz se comporte alors presque en gaz parfait. Mais les isothermes du gaz réel s'écartent franchement de celles correspondantes du gaz parfait pour des températures basses et des pressions élevées (en général, le comportement de gaz parfait sera d'autant plus acceptable que la pression est très basse devant la pression critique et que la température est plus élevée que la température critique).

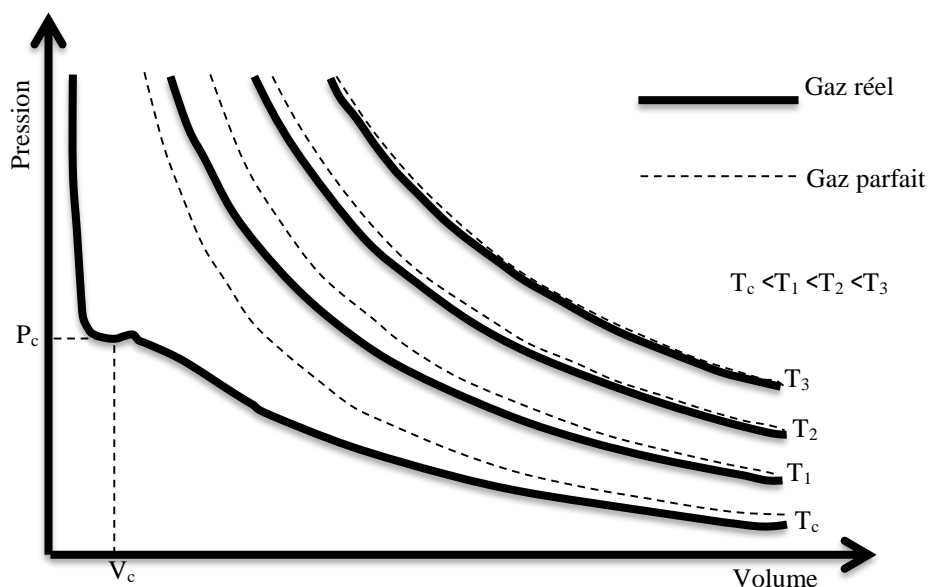


Fig. 4.1 : Isothermes typiques d'un gaz [16].

Diverses équations d'état ont été proposées pour les gaz réels, elles couvrent en général un domaine de pression et de température donné.

4.1.1 Modèle du gaz parfait corrigé :

Pour décrire avec une meilleure précision le comportement des gaz réels, certains ont adopté des approches qui consistent à corriger l'équation du gaz parfait. Il en est ainsi par exemple des équations proposées par van der Waals et Redlich-Kwong. La loi des états correspondants est une autre méthode qui s'appuie sur le concept de la compressibilité du gaz pour proposer une loi de comportement généralisée qui pourrait s'appliquer à différents gaz en les décrivant à l'aide de paramètres réduits (rapports entre les paramètres thermodynamiques habituelles - pression, température et volume - et les paramètres critiques correspondants). On introduit ainsi dans l'équation d'état du gaz parfait, le facteur de compressibilité Z pour mettre l'équation décrivant le comportement du gaz sous la forme :

$$PV = Z \cdot (mRT) \quad (4.1)$$

On voit d'après cette équation, que le facteur de compressibilité représente le rapport entre le volume molaire d'un gaz et le volume molaire d'un gaz parfait dans les mêmes conditions de pression et de température. Ce facteur dépend donc en particulier de la nature et de la composition du gaz.

Pour le méthane, la variation du facteur de compressibilité en fonction de la pression est représentée à la figure 4.2 ci-dessous.

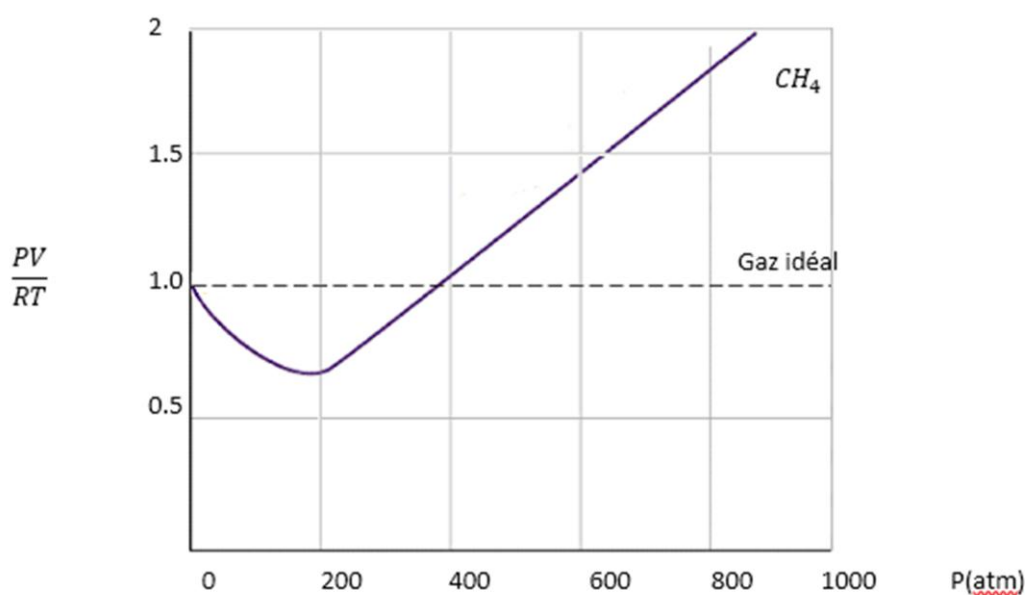


Fig. 4.2: Variation du facteur de compressibilité en fonction de la pression pour le méthane [16]

Différentes équations sont utilisées pour le calcul du facteur de compressibilité, dont certaines sont des formules empiriques qui ne font intervenir que de la pression réduite P_r et la température réduite T_r .

Ainsi dans le cas du gaz naturel, il existe une loi linéaire en P_r due à l'AGA (American Gas Association). [18]

$$Z(P_r, T_r) = 1 + 0.257P_r - 0.533 \frac{P_r}{T_r} \quad (4.2)$$

Dans cette équation, la température intervient au dénominateur d'un terme précédé d'un signe négatif signifiant que la valeur du facteur de compressibilité augmente avec la température dans le domaine de validité de la loi.

Cette équation est suffisamment précise pour des pressions au-dessous de 70 bars [18], comme on peut le voir sur la figure 4.2.

Une autre formule, proposée par Papay en 1968, couvre un domaine de pression qui va jusqu'à 150 bars. Cette formule est une loi exponentielle donnée par [18] :

$$Z(P_r, T_r) = 1 - 3,52P_r e^{-2,26T_r} + P_r^2 e^{-1,878T_r} \quad (4.3)$$

En raison du fait que la loi exponentielle (4.3) est plus précise et couvre un domaine de pression plus large que la loi linéaire représentée par l'équation (4.2), nous avons opté pour son utilisation en dépit du fait que la loi linéaire, suffisante pour le domaine de pression qui nous concerne dans le travail entrepris ici, est plus simple à manipuler. Il est vrai que le recours à la loi exponentielle aurait été plus difficile si la procédure de calcul n'était pas simplifiée par l'utilisation d'un programme dans notre cas.

4.2 Analyse thermodynamique de la compression

4.2.1 Température du gaz au refoulement :

La compression dans le cylindre est considérée comme adiabatique, en dépit du refroidissement que subit le gaz en cours de compression. La température réelle de refoulement reste en effet très voisine de la température de refoulement adiabatique, elle dépend :

- du taux de compression,

- de la température d'aspiration,
- de la nature du gaz à comprimer,
- de l'état mécanique du compresseur (usure).

La température de sortie compresseur est donnée par [19] :

$$T_s = T_e + T_e \left(\frac{Z_e + Z_s}{2} \right) \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (4.4)$$

avec : T_e : température du gaz entrée compresseur ;

Z_e ; Z_s : facteur de compressibilité du gaz à l'entrée et à la sortie du compresseur respectivement ;

τ : taux de compression ;

γ : rapport des chaleurs spécifiques du gaz.

Le calcul de la température du gaz au refoulement est indispensable. Elle doit notamment être prise en compte dans l'étude des installations situées en aval du compresseur. En particulier, des installations de refroidissement sont nécessaires entre deux étages d'une compression multi-étagée et à la sortie du compresseur, parce qu'il faut protéger le revêtement de la canalisation aval contre les températures excessives du gaz. Dans le cas des gazoducs, le revêtement intérieur ne supporterait pas une température supérieure à 80 °C [18].

4.2.2 Le débit :

Dans le cas d'un compresseur à piston, qui fonctionne à une vitesse de rotation constante, le débit volumique reste quasiment constant lorsque le taux de compression varie. En revanche, le débit massique diminue lorsque le taux de compression augmente.

Dans un compresseur à deux (02) étages, le deuxième étage aspire à une pression proche de celle à laquelle refoule le premier étage. De ce fait, pour assurer la continuité du débit massique, la cylindrée du second étage doit être réduite en conséquence.

Le débit volumique théorique d'un cylindre correspond au volume balayé par le piston et est donné (en m³/h) pour un piston à simple effet par :

$$\dot{V}_{th} = S \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) N \cdot (60) \quad (4.5)$$

Avec : S : course du piston (en m) ;

D : diamètre du piston (en m) ;

N : vitesse de rotation du compresseur (en tr/min).

Le débit massique total de gaz refoulé (kg/h) est calculé à l'aide de l'expression :

$$\dot{m} = \frac{P_e (\sum_n \dot{V})}{Z_e \frac{\bar{R}}{M} T_e} \quad (4.6)$$

Avec : P_e, T_e représentant la pression (en kPa) et la température (en K) respectivement à l'entrée du compresseur ; Z_e , le facteur de compressibilité à (P_e, T_e) ; \bar{R} , constante universel des gaz ($kJ/kmol.K$) ; M , la masse molaire apparente du gaz ($kg/kmol$) et $\sum_n \dot{V}$, le débit volumique total à l'entrée de l'ensemble des cylindres du premier étage de compression (m^3/h).

4.2.3 Puissance du compresseur :

Le travail spécifique du compresseur est obtenu par application du premier principe en supposant que la compression est adiabatique :

$$W = h_s - h_e \quad (4.7)$$

Pour un gaz parfait, la variation d'enthalpie se calcule par la loi de Joule qui permet d'écrire dans ce cas donc :

$$h_s - h_e = \frac{C_p (T_s - T_e)}{\eta_{is}} \quad (4.8)$$

Où T_s représente la température obtenue lors d'une compression isentropique du gaz parfait et qui est donné en fonction du taux de compression τ et de la température entrée du compresseur T_e par :

$$T_s = T_e (\tau)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.9)$$

η_{is} Étant le rapport isentropique du compresseur qui tient compte des pertes dues aux irréversibilités introduites lors d'une compression adiabatique mais non isentropique [20].

Pour tenir compte du fait que le gaz ne se comporte pas comme un gaz parfait, l'expression (4.8) est multipliée par la moyenne arithmétique des facteurs de compressibilité du gaz à l'entrée Z_e et à la sortie Z_s [21].

On obtient finalement l'expression du travail spécifique sous la forme :

$$W = \left(\frac{Z_e + Z_s}{2} \right) \frac{C_p(T_s - T_e)}{\eta_{is}} \quad (4.10)$$

$$= \left(\frac{Z_e + Z_s}{2} \right) \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{\bar{R}}{M} \right) \frac{T_e}{\eta_{is}} \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (4.11)$$

A la place du travail spécifique, on utilise en général la "hauteur adiabatique" définie par :

$$\mathcal{H}_a = \frac{W}{g} = \left(\frac{Z_e + Z_s}{2} \right) \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \left(\frac{1}{\eta_{is}} \right) T_e \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \left(\frac{\bar{R}}{Mg} \right) \quad (4.12)$$

Il est d'usage de faire apparaitre dans cette expression la densité du gaz par rapport à l'air, en multipliant et en divisant par la masse molaire de l'air, on aura ainsi :

$$\mathcal{H}_a = \left(\frac{Z_e + Z_s}{2} \right) \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \left(\frac{1}{\eta_{is}} \right) T_e \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \left(\frac{\bar{R}}{M_0 g} \right) \frac{M_0}{M} \quad (4.13)$$

Où

$$\frac{M_0}{M} = \frac{1}{d} \quad (4.14)$$

(d) étant la densité du gaz

$$\text{Avec : } \bar{R} = 8314.4 \text{ J/kmol.K}$$

$$M_0 = 28.97 \text{ kg/kmol}$$

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

Ou pour le dernier facteur entre parenthèse de l'expression (4.13) :

$$\left(\frac{\bar{R}}{Mg}\right) = 29.28 \text{ m/K}$$

Ce qui conduit finalement à :

$$= \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) \left(\frac{29.28}{d}\right) \left(\frac{Z_e + Z_s}{2}\right) T_e \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \left(\frac{1}{\eta_{is}}\right) \mathcal{H}_a \quad (4.15)$$

Avec T_e en (K) et \mathcal{H}_a en (m)

Ainsi que la puissance du compresseur est donnée par l'expression suivant :

$$\dot{W}_c = \dot{m} * g * \mathcal{H}_a * \frac{1}{\eta_{mc}} \quad (4.16)$$

Avec : \dot{m} : le débit massique en (kg/h) ; \mathcal{H}_a : la hauteur adiabatique en (m) et η_{mc} : rendement mécanique du compresseur.

4.2.4 Les rendements :

Les différentes pertes d'énergie liées à la compression sont représentées par trois rendements :

- Le rendement volumétrique η_v qui intervient dans l'expression (4.17) du débit volumique du compresseur ;
- Le rendement isentropique η_{is} qui intervient dans l'expression (4.18) de la hauteur adiabatique \mathcal{H}_a ;
- le rendement mécanique η_{mc} qui intervient dans le calcul de la puissance actuelle nécessaire à la compression.

- **Le rendement volumétrique :**

Le rendement volumétrique est défini par le rapport du volume réel sur le volume théorique balayé par les pistons. Un faible rendement volumétrique n'est pas en soi pénalisant sur le plan énergétique : il signifie simplement que le débit qui traverse le compresseur est plus faible que celui qui correspond théoriquement à sa cylindrée. En revanche, il est

pénalisant sur le plan économique, il conduit à un surdimensionnement de la cylindrée, et donc à un investissement plus élevé.

L'analyse et l'observation expérimentale ont montré que le rendement volumétrique correspond à des pertes dues : aux espaces morts, aux défauts d'étanchéité (au niveau des segments), et enfin aux fuites par les clapets d'admission et de refoulement. Globalement, ces pertes se conjuguent pour donner au rendement volumétrique une décroissance sensiblement linéaire en fonction du taux de compression. Dans les applications concernant le gaz naturel, on utilise souvent l'expression suivante pour évaluer ce rendement [22] :

$$\eta_v = 1 - \tau - E \left(\tau^{\gamma} \frac{Z_e}{Z_s} - 1 \right) \quad (4.17)$$

Où : τ est le taux de compression, E le volume des espaces morts (0.03 à 0.05 dans les applications courantes [12]), Z_e et Z_s , les facteurs de compressibilité à l'entrée et à la sortie.

- **Le rendement isentropique :**

Dans un compresseur à piston, trois sources de pertes influent principalement sur le rendement isentropique : les effets de paroi sont très pénalisants, car, comme le montre bien le diagramme P-V, elles augmentent fortement le travail de compression. Les pertes de charge dues aux clapets viennent ensuite, suivies enfin des pertes par défaut d'étanchéité.

A vitesse donnée, l'allure de la variation du rendement isentropique en fonction du taux de compression montre l'existence d'un maximum vers des valeurs de ce dernier de l'ordre de 5 à 7. Dehause donne la corrélation suivante pour évaluer le rendement isentropique d'un compresseur à piston [12] :

$$\eta_{is} = 0.9 - 0.004(\tau - 5)^2 - \frac{0.5}{\tau - 0.3} \quad (4.18)$$

Les deux expressions (4.17) et (4.18) permettent d'obtenir les tracés de la figure 4.3. On relève sur ces derniers que le rendement volumétrique d'un compresseur à piston décroît avec le taux de compression, tandis que son rendement isentropique croît pour les faibles valeurs du taux de compression, passe par un maximum pour une valeur de 6.5 avant de décroître à son tour au fur et à mesure que le taux de compression augmente [12].

- **Le rendement mécanique** : Le rendement mécanique est le rapport de la puissance indiquée à la puissance totale absorbée. Il tient compte des pertes par frottement solide dans les mécanismes bielle-manivelle, piston, clapets et vilebrequin. Dans un compresseur lubrifié, les pertes par frottement sont fortement réduites et la valeur du rendement mécanique est proche de l'unité

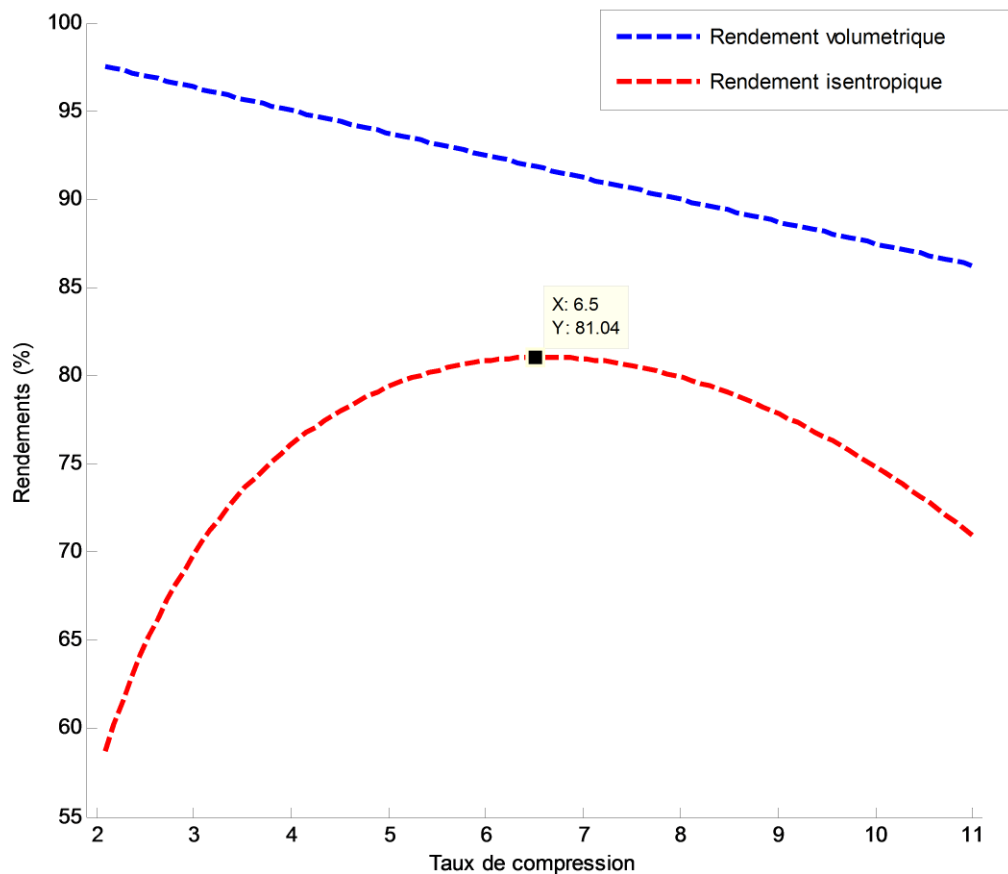


Fig. 4.3 : Allure du rendement volumétrique et isentropique

4.3 Procédure de calcul

Introduction des données (variables)

- Pression de service P_{ser} (bars)
- Température ambiante T_a (K)
- Diamètres et course du piston D , d et S (m)
- Taux de compression maximum par cylindre τ_{max}
- Diamètre et longueur du tronçon à évacuer ϕ et L en (m)
- Vitesses de rotation N (tr/min)

Phase 1 : N1=1800

Phase 2 : N2=1500

Calculs :

Débit volumétrique théorique d'un cylindre :

$$\dot{V}_{th} = S \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) N \cdot (60)$$

Pression d'entrée au compresseur :

Cette pression est obtenue à partir de la pression qui règne en amont à un instant (t) donné en tenant compte des pertes de charge dans les raccordements du compresseur au gazoduc du côté aspiration. En estimant les pertes à 2,5% [23] et en notant P la pression en amont à l'instant (t), on aura :

$$P_e = (1 - 0,025)P$$

Pression à la sortie du compresseur :

Cette pression est obtenue en retranchant à la pression de service P_{ser} qui reste constante en aval, les pertes de charge dans la tubulure et les équipements qui raccordent le compresseur au gazoduc du côté aval. Ces pertes sont estimées à 2,4% [23], Ce qui donne :

$$P_s = \frac{P_{ser}}{1 - 0,024}$$

Coefficient de compressibilité du gaz dans les conditions normales P_0, T_0 :

$$Z_0 = 1 - 3,52 P_{r0} e^{-2,26 \cdot T_{r0}} + P_{r0}^2 e^{-1,878 \cdot T_{r0}}$$

Calcul du facteur de compressibilité dans le gazoduc défectueux Z_a à la pression P :

$$Z_a = 1 - 3,52 P_{ra} e^{-2,26 \cdot T_{ra}} + P_{ra}^2 e^{-1,878 \cdot T_{ra}}$$

➤ **Première phase** : les quatre cylindres travaillent en parallèle

Calcul du facteur de compressibilité à l'entrée Z_e :

$$Z_e = 1 - 3,52 P_{re} e^{-2,26 \cdot T_{re}} + P_{re}^2 e^{-1,878 \cdot T_{re}}$$

Taux de compression instantané :

$$\tau = \frac{P_s}{P_e}$$

Calcul du facteur de compressibilité et de la température à la à la sortie du compresseur :

$$T_s = T_e + T_e \left(\frac{Z_e + Z_s}{2} \right) \cdot (\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$

$$Z_s = 1 - 3,52 P_{rs} e^{-2,26 \cdot T_{rs}} + P_{rs}^2 e^{-1,878 \cdot T_{rs}}$$

Ces deux équations seront résolues par une procédure itérative pour obtenir T_s et Z_s

Le rendement volumétrique η_v :

$$\eta_v = 1 - r - E(\tau^{\frac{1}{\gamma}} \frac{Z_1}{Z_2} - 1)$$

Débit volumique :

$$\dot{V} = \dot{V}_{th} \frac{P_e T_0 Z_0}{P_0 T_e Z_e} \eta_v$$

Quantité de gaz contenue dans le tronçon défectueux (Nm^3) à la pression instantané P :

$$V_N(P) = L \left(\frac{\pi \Phi^2}{4} \right) \frac{P T_0 Z_0}{P_0 T_a Z_a}$$

Calcul de la quantité de gaz évacuée entre deux instants correspondant à deux valeurs P et $P - p$ de la pression dans le tronçon en cours d'évacuation.

$$\Delta V_N = V_N(P) - V_N(P - p)$$

p étant l'incrément par lequel on réduit la pression entre deux séquences de calcul successive.

Calcul du débit massique

$$\dot{m} = \frac{P_e}{R} \frac{1}{T_e} \frac{1}{Z_e} \sum_n \dot{V}$$

n : représente le nombre de cylindres utilisés en parallèle.

Calcul de la puissance du compresseur

$$\dot{W}_c = \dot{m} g H_a \frac{1}{\eta_{mc}}$$

$$H_a = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{29,3}{d} T_e \left(\frac{Z_e + Z_s}{2} \right) \left[\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{is}}$$

Calcul de la puissance du moteur

$$\dot{W}_m = \dot{W}_c \frac{1}{\eta_{mm}}$$

Calcul du taux d'énergie thermique nécessaire au moteur

$$\dot{Q}_H = \dot{W}_m \frac{1}{\eta_{thm}}$$

Détermination du débit du gaz consommé par le moteur

$$\dot{m}_g = \dot{Q}_H \frac{1}{PCI} \cdot 3600$$

Le débit massique instantané du gaz quittant le tronçon du gazoduc défectueux, est :

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m} + \dot{m}_g$$

Estimation du temps nécessaire à la pression dans le tronçon défectueux pour passer de P à P – p :

$$\Delta t = \frac{\Delta V_N}{\dot{m}_{tot} \frac{R T_0 Z_0}{P_0}}$$

Si le taux de compression calculé est supérieur au taux de compression maximum par cylindre, le fonctionnement du compresseur passe automatiquement de la première phase (cylindres en parallèle) à la seconde phase (soit deux paires de deux cylindres en série –config. I-, soit trois cylindres en parallèle branchés en série sur le quatrième -config.II-)

➤ **Deuxième phase :**

$$C = \frac{\dot{V}_{e1}}{\dot{V}_{e2}}$$

Calcul de la pression à l'entrée du second étage :

La température à l'entrée de l'étage 2 est fixée à 313 K.

Pour la première configuration, on a :

$$P_{ee2} = P_e \frac{T}{T_e} \frac{Z_{ee2}}{Z_e} \frac{1}{C}$$

Pour la deuxième configuration, on a :

$$P_{ee2} = P_e \frac{T}{T_e} \frac{Z_{ee2}}{Z_e} \frac{3}{C}$$

$$C = \left(\frac{D}{d}\right)^2$$

$$Z_{ee2} = 1 - 3,52 P_{re2} e^{-2,26 \cdot T_{re2}} + P_{re2}^2 e^{-1,878 \cdot T_{re2}}$$

$$\tau_{e1} = \frac{\frac{P_{ee2}}{1 - 0.024}}{P_e}$$

$$\tau_{e2} = \frac{P_s}{P_{ee2}}$$

Ces équations seront résolues par une procédure itérative pour obtenir P_{ee2} , Z_{ee2} , τ_{e1} et τ_{e2} .

Calcul du facteur de compressibilité et de la température à la sortie du premier étage du compresseur :

$$T_{se1} = T + T \left(\frac{Z_{ee2} + Z_s}{2} \right) \cdot (\tau_{e1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$

$$Z_{se1} = 1 - 3,52 P_{rs1} e^{-2,26 \cdot T_{rs1}} + P_{rs1}^2 e^{-1,878 \cdot T_{rs1}}$$

Ces deux équations seront résolues par une procédure itérative pour obtenir T_{se1} et Z_{se1}

Calcul du facteur de compressibilité et de la température à la sortie du compresseur :

$$T_s = T + T \left(\frac{Z_{ee2} + Z_s}{2} \right) \cdot (\tau_{e2}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$

$$Z_s = 1 - 3,52 P_{rs} e^{-2,26 \cdot T_{rs}} + P_{rs}^2 e^{-1,878 \cdot T_{rs}}$$

Ces deux équations seront résolues par une procédure itérative pour obtenir T_s et Z_s

Les rendements volumétriques η_{v1} et η_{v2}

$$\eta_{v1} = 1 - r - E(\tau_{e1}^{\frac{1}{\gamma}} \frac{Z_e}{Z_{se1}} - 1)$$

$$\eta_{v2} = 1 - r - E(\tau_{e2}^{\frac{1}{\gamma}} \frac{Z_{ee2}}{Z_s} - 1)$$

Débit volumique :

$$\dot{V} = \dot{V}_{th} \frac{P_e T_0 Z_0}{P_0 T_e Z_e} \eta_{v1} \eta_{v2}$$

Quantité de gaz contenue dans le tronçon défectueux (Nm³)

$$V_N(P) = L \left(\frac{\pi \phi^2}{4} \right) \frac{P T_0 Z_0}{P_0 T_a Z_a}$$

Calcul de la quantité de gaz évacuée entre deux instants correspondant à deux valeurs P et P – p de la pression dans le tronçon en cours d'évacuation.

$$\Delta V_N = V_N(P) - V_N(P - p)$$

p Étant l'incrément par lequel on réduit la pression entre deux séquences de calcul successive.

Calcul du débit massique évacué

$$\dot{m} = \frac{P_e}{R} \frac{1}{T_e} \frac{1}{Z_e} \sum_n \dot{V}$$

n : représente le nombre de cylindres utilisés en parallèle.

Calcul de la puissance du compresseur

Pour le premier étage

$$\dot{W}_{e1} = \dot{m} g H_{a1} \frac{1}{\eta_{mc}}$$

$$H_{a1} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{29,3}{d} T_e \left(\frac{Z_e + Z_{se1}}{2} \right) \left[\tau_{e1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{is}}$$

Pour le second étage :

$$\dot{W}_{e2} = \dot{m} g H_{a2} \frac{1}{\eta_{mc}}$$

$$H_{a2} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{29,3}{d} T \left(\frac{Z_{ee2} + Z_s}{2} \right) \left[\tau_{e2}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{is}}$$

Ce qui donne la pour la puissance totale du compresseur

$$\dot{W}_c = \dot{W}_{c1} + \dot{W}_{c2}$$

Calcul de la puissance du moteur

$$\dot{W}_m = \dot{W}_c \frac{1}{\eta_{mm}}$$

Calcul du taux d'énergie thermique nécessaire au moteur

$$\dot{Q}_H = \dot{W}_m \frac{1}{\eta_{thm}}$$

Détermination du débit du gaz consommé par le moteur

$$\dot{m}_g = \dot{Q}_H \frac{1}{PCI} \cdot 3600$$

Le débit massique instantané du gaz quittant le tronçon du gazoduc défectueux, est :

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m} + \dot{m}_g$$

Estimation du temps nécessaire à la pression dans le tronçon défectueux pour passer de P à P – p :

$$\Delta t = \frac{\Delta V_N}{\dot{m}_{tot} \frac{R T_0 Z_0}{P_0}}$$

Le temps total de vidange du gazoduc est la somme des temps élémentaires calculés pour chaque étape de la procédure.

$$t = \sum \Delta t$$

Chapitre 5 : Résultats et interprétation

Chapitre 5 : Résultats et interprétation

5.1 Interprétation des résultats de la simulation

Les variables utilisées pour présenter les résultats des simulations :

- **Diamètre des petits cylindres**

d : diamètre de chacun des deux cylindres du deuxième étage dans la configuration (I) et de chacun des trois cylindres du premier étage de la configuration (II).

Pour une valeur fixée du diamètre **D** de chacun des deux cylindres du premier étage de la configuration (I) et du seul cylindre du second étage de la configuration (II), augmenter la valeur de (d) revient toujours à augmenter la cylindrée totale du compresseur. C'est justement cette démarche qui a été adoptée dans nos simulations pour étudier l'effet d'un accroissement de la cylindrée sur les performances du système de compression.

- **Pression de service**

Cette pression est celle qui règne dans l'ensemble du gazoduc avant de procéder à l'isolement du tronçon concerné par l'intervention, cette pression sera donc également celle qui va régner partout après fermeture des vannes de sectionnement. Par conséquent :

Dans le tronçon isolé, au moment de la mise en marche du compresseur, la pression sera égale à la pression d'exploitation du gazoduc, puis elle ira en décroissant à mesure que la quantité de gaz transférée augmentera.

En revanche, dans la partie aval du gazoduc, là où le gaz sera refoulé par le compresseur, nous supposons que la pression restera égale à sa valeur d'exploitation durant toute la durée de l'opération.

Les données :

Les données qui vont être présentées ci-après seront invariables dans les calculs qui ont conduit aux résultats graphiques qui seront présentés dans ce chapitre.

- ✓ Course des cylindres : $S = 0.12 \text{ m}$.
- ✓ Vitesse de rotation :
 - Première phase : 1800 trs/min .
 - Deuxième phase : 1500 trs/min .
- ✓ Diamètre du gazoduc : $42'' (1.06 \text{ m})$.

- ✓ Taux de compression maximum : $(P_S/P_e)_{max} = 4$.
- ✓ Température d'aspiration : $T_a = 298 K$.
- ✓ Température d'entrée au deuxième étage : $T_{e1} = 313 K (40 °C)$.
- ✓ Diamètre du grand cylindre de compression : $D = 0.18 m$.

L'effet d'une augmentation de la cylindrée du compresseur sur l'évolution du taux de compression du premier étage (qui ne concerne donc que la deuxième phase de fonctionnement du compresseur) est présenté à la figure 5.1 ci-dessous pour les deux configurations étudiées.

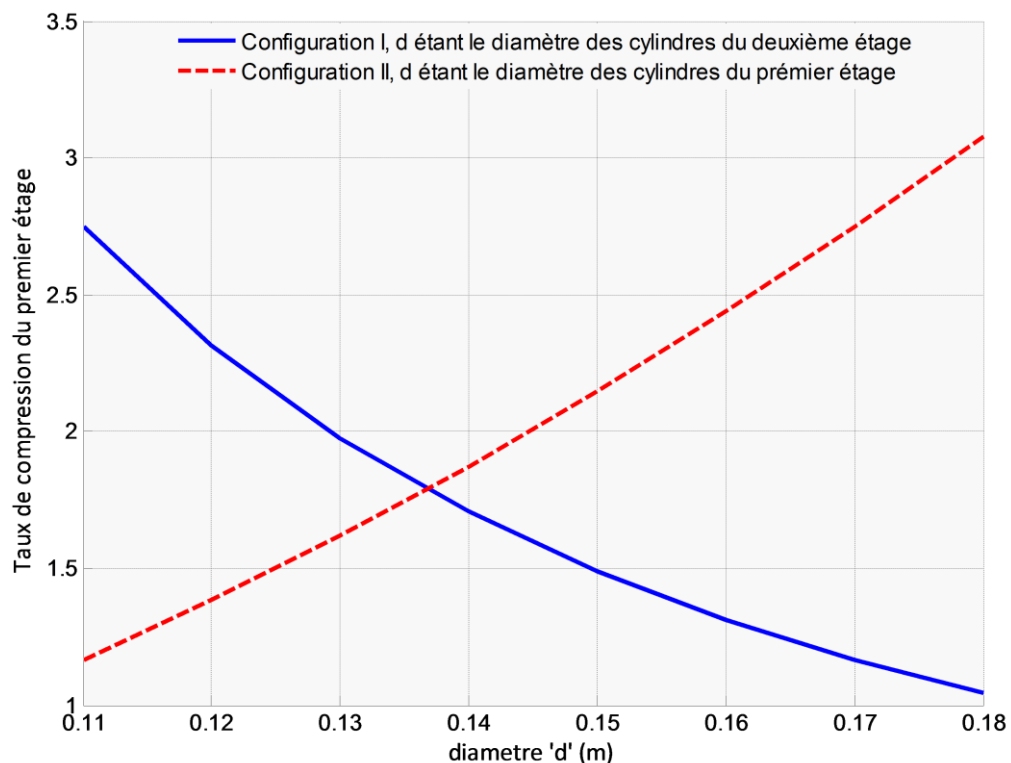


Fig.5.1 : Evolution du taux de compression du premier étage en fonction du diamètre d.

Dans le cas de la première configuration, le fait d'augmenter la cylindrée en faisant croître le diamètre (d) qui est le diamètre des cylindres destinés au deuxième étage de la deuxième phase, n'est avantageux que pour réduire le temps de transfert correspondant à la première phase, car dans cette phase de fonctionnement, tous les cylindres opérant en parallèle, augmenter la cylindrée totale par quelque moyen que ce soit sera toujours avantageux, puisque cela permettra d'accroître le débit de transfert correspondant à un taux de compression donné, ce qui revient à réduire le temps pour cette phase d'atteindre la limite fixée par le taux de compression maximum.

Pour la deuxième phase les choses se présentent un peu différemment. Pour bien comprendre ce qui se passe au cours de cette phase, il est utile de raisonner sur l'expression du taux de compression du premier étage qui peut être obtenue en exprimant simplement que le débit massique sera le même pour les deux étapes. Ainsi, pour les deux cylindres opèrent en série dans la configuration (I), on a :

$$\frac{\dot{m}}{2} = \left(\frac{P_{e1} \dot{V}_{e1}}{Z_{e1} R T_{e1}} \right) = \left(\frac{P_{e2} \dot{V}_{e2}}{Z_{e2} R T_{e2}} \right)$$

D'où :

$$\tau_1 = \frac{P_{e2}}{P_{e1}} = \left(\frac{Z_{e2}}{Z_{e1}} \right) \left(\frac{T_{e2}}{T_{e1}} \right) \left(\frac{\dot{V}_{e1}}{\dot{V}_{e2}} \right)$$

Mais on sait que :

$$\frac{\dot{V}_{e1}}{\dot{V}_{e2}} \sim \left(\frac{D}{d} \right)^2 \left(\frac{\eta_{v1}}{\eta_{v2}} \right) \quad (\text{voir éq. 4.5})$$

Il vient alors :

$$\tau_1 = \left(\frac{Z_{e2}}{Z_{e1}} \right) \left(\frac{T_{e2}}{T_{e1}} \right) \left(\frac{\eta_{v1}}{\eta_{v2}} \right) \left(\frac{D}{d} \right)^2$$

Dans cette expression, nous n'avons pas tenu compte de la perte de charge qui se produit dans les organes reliant les deux étages. Cette perte de charge est faible et de toute façon va intervenir dans l'expression ci-dessus par un facteur constant, ce qui n'aura aucune incidence sur les conclusions que nous allons tirer.

Le rapport des températures (T_{e2}/T_{e1}) est constant, tandis que les deux rapports (Z_{e2}/Z_{e1}) et (η_{v1}/η_{v2}) sont très proches de l'unité dans les conditions de fonctionnement considérées. Ce qui nous conduit à la conclusion que le rapport de compression du premier étage de la configuration (I) opérant dans sa deuxième phase, ne dépendra que du rapport $(D/d)^2$, il sera donc constant pour une valeur donnée de (d) (D étant fixé à une valeur constante) et décroîtra comme le carré de ce diamètre lorsque celui-ci augmentera. Cette conclusion se vérifie bien sur la courbe en bleu de la figure 5.1. Cependant, si l'on choisit dans cette configuration d'augmenter le diamètre (D) du premier étage, au lieu d'agir sur celui du deuxième étage (d), le taux de compression du premier étage augmentera et fera augmenter

le taux de compression limite puisque celui du deuxième étage s'établira à la valeur maximale à la fin de l'opération.

L'augmentation de (d) permet de réduire le temps de l'opération, mais conduit à une pression de purge de plus en plus importante (voir figure 5.2 ci-dessous), ce qui accroît la quantité de gaz à évacuer et constitue un désavantage certain pour l'environnement.

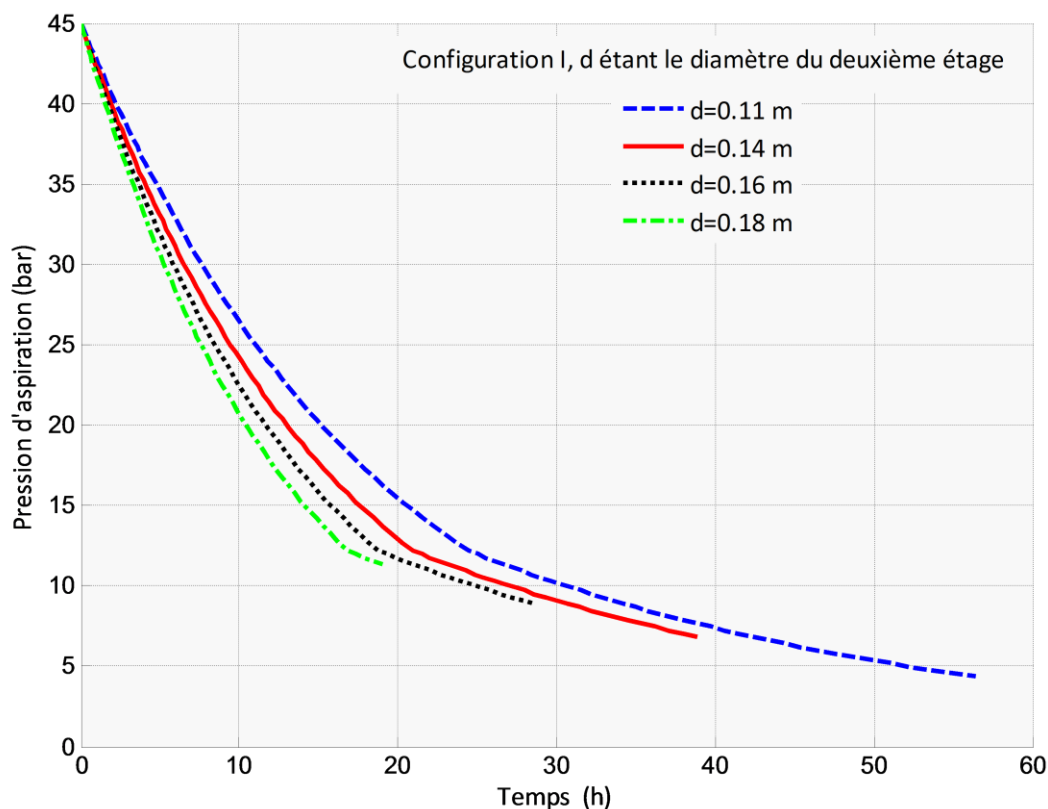


Fig. 5.2 : Config.(I) : Evolution de la pression dans le gazoduc en fonction du temps pour un taux de compression maximum de 4, une valeur du diamètre du premier étage $D = 0.18$ m et pour différentes valeurs du diamètre du deuxième étage d.

Si l'on augmente la valeur du diamètre (D) en gardant une valeur fixe pour (d), la pression de purge diminuera toujours, alors que le temps de l'opération augmentera pour les faibles valeurs du diamètre (D), puis diminuera à son tour à mesure que D augmente (voir figure 5.3 ci-dessous). Il est donc avantageux de choisir la plus grande valeur possible de D.

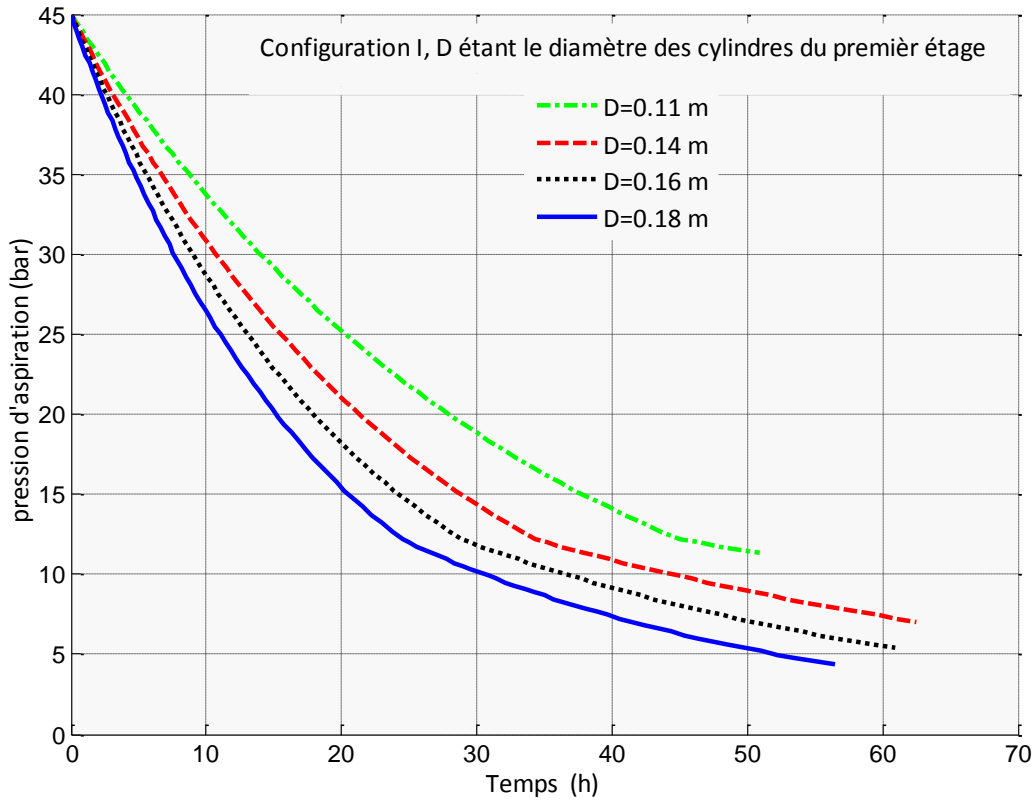


Fig. 5.3 : Config.(I) : Evolution de la pression dans le gazoduc en fonction du temps pour un taux de compression maximum de 4, une valeur du diamètre du premier étage $d = 0.11$ m et pour différentes valeurs du diamètre du deuxième étage D .

Dans la configuration (II), la seconde phase sera exécutée avec les trois cylindres de diamètre (d) chacun opérant en parallèle pour assurer la première étape de la compression et le cylindre de diamètre (D) aura à lui seul la charge de la deuxième étape de la compression, on aura donc dans ce cas l'expression du débit massique suivante :

$$\dot{m} = 3 \left(\frac{P_{e1} \dot{V}_{e1}}{Z_{e1} R T_{e1}} \right) = \left(\frac{P_{e2} \dot{V}_{e2}}{Z_{e2} R T_{e2}} \right)$$

D'où le taux de compression de la première étape :

$$\tau_1 = \frac{P_{e2}}{P_{e1}} = 3 \left(\frac{Z_{e2}}{Z_{e1}} \right) \left(\frac{T_{e2}}{T_{e1}} \right) \left(\frac{\dot{V}_{e1}}{\dot{V}_{e2}} \right)$$

$$\tau_1 = 3 \left(\frac{Z_{e2}}{Z_{e1}} \right) \left(\frac{T_{e2}}{T_{e1}} \right) \left(\frac{\eta_{v1}}{\eta_{v2}} \right) \left(\frac{d}{D} \right)^2$$

Avec les mêmes remarques que pour la configuration (I), on aura dans ce cas :

$$\tau_1 \sim 3 \left(\frac{d}{D} \right)^2$$

Cette fois-ci, on voit bien que pour (D) fixé, une augmentation de (d) entraîne celle du taux de compression du premier étage qui croît comme d^2 (voir figure 5.1, courbe en rouge). Sur la figure 4 ci-après, on voit que pour les faibles valeurs de (d), un accroissement de ce diamètre permet de réduire la pression de purge mais conduit à un allongement de la durée nécessaire pour arriver à ce résultat.

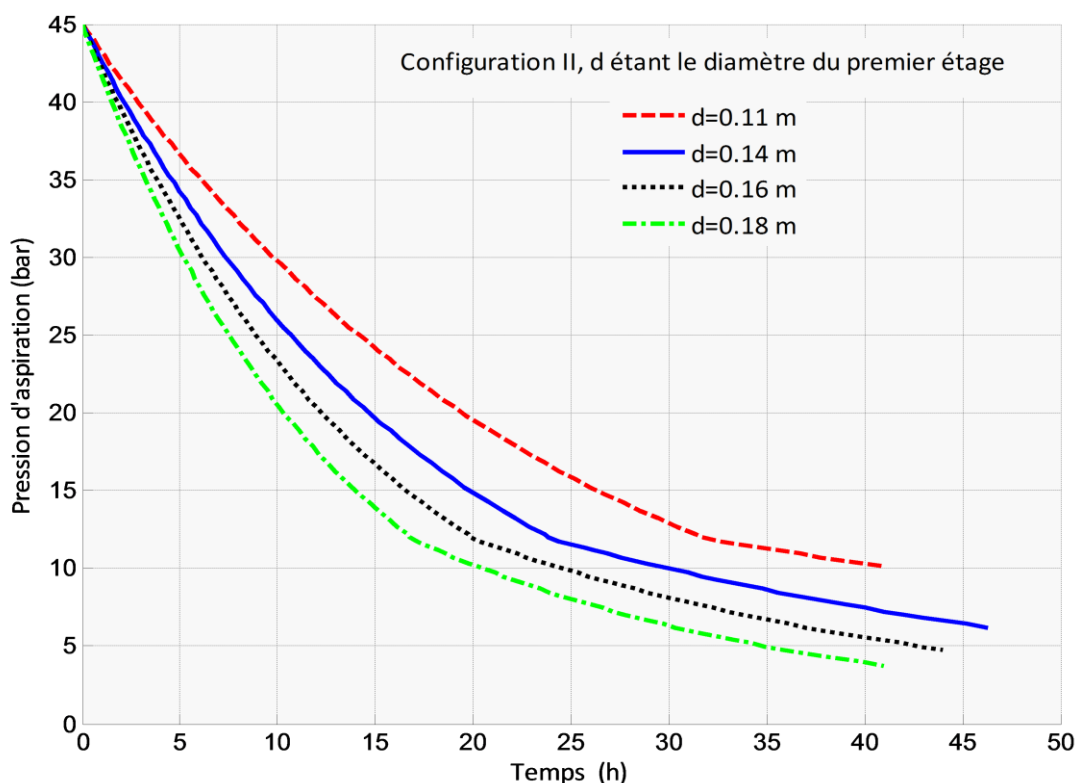


Fig.5.4 : Config.(II) : Evolution de la pression dans le gazoduc en fonction du temps pour un taux de compression maximum de 4, une valeur du diamètre du deuxième étage $D = 0.18$ m et pour différentes valeurs du diamètre du premier étage d .

Cependant, au-delà d'une certaine valeur critique, un accroissement de (d) sera toujours avantageux car cela entraînera à la fois une réduction de la pression de purge et de la durée de l'opération.

A ce stade de l'analyse des résultats, on peut avancer comme conclusion que dans le cas de la configuration (I), on a intérêt à choisir pour (D) la plus grande valeur permise, puis choisir pour (d) la plus faible valeur possible ; autrement dit, après avoir fixé la valeur de l'un des deux diamètres, on a intérêt à adopter la valeur la plus élevée possible pour le rapport (D/d) .

Dans le cas de la configuration (II), on a également intérêt à choisir la plus grande valeur possible de (D), puis à opter pour un rapport (d/D) aussi proche que possible de l'unité.

Sur la figure 5.5, nous avons représenté l'évolution de la puissance maximum du moteur en fonction du diamètre (d), dans le cas des deux configurations étudiées, le diamètre (D) étant fixé à une valeur de 0.18 m dans les deux cas.

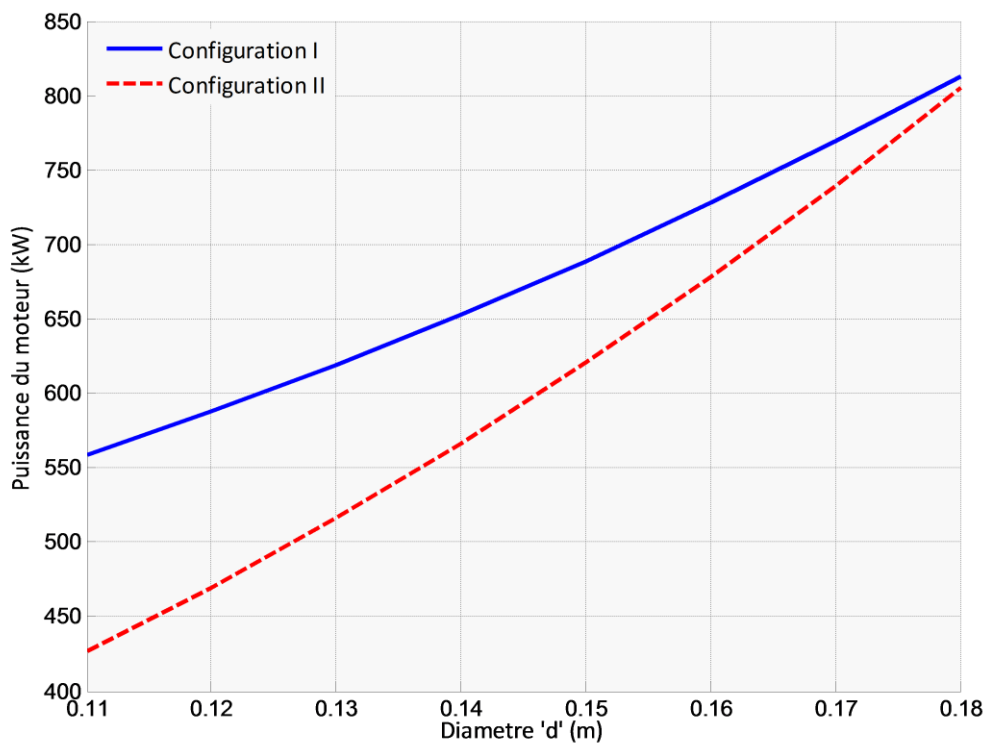


Fig.5.5 : Evolution de la puissance maximum du moteur en fonction du diamètre d .

On relève que cette puissance croît toujours avec (d) et que, pour une même valeur de ce diamètre, la configuration (I) demanderait un moteur plus puissant. Cependant, en tenant compte de ce qui vient d'être dit au paragraphe précédent, les meilleures performances seront obtenues pour la plus faible valeur du diamètre (d) dans le cas de la configuration (I) et pour la plus grande valeur possible de ce diamètre (c'est-à-dire pour $d = D = 0.18$ m) dans le cas de la configuration (II). On en déduit donc que le choix de la configuration (II) conduit à de meilleures performances opérationnelles de l'unité de compression, mais au prix d'un moteur plus puissant.

La consommation d'énergie du système est représentée par les courbes de la puissance moyenne (voir figure 5.6 ci-dessous).

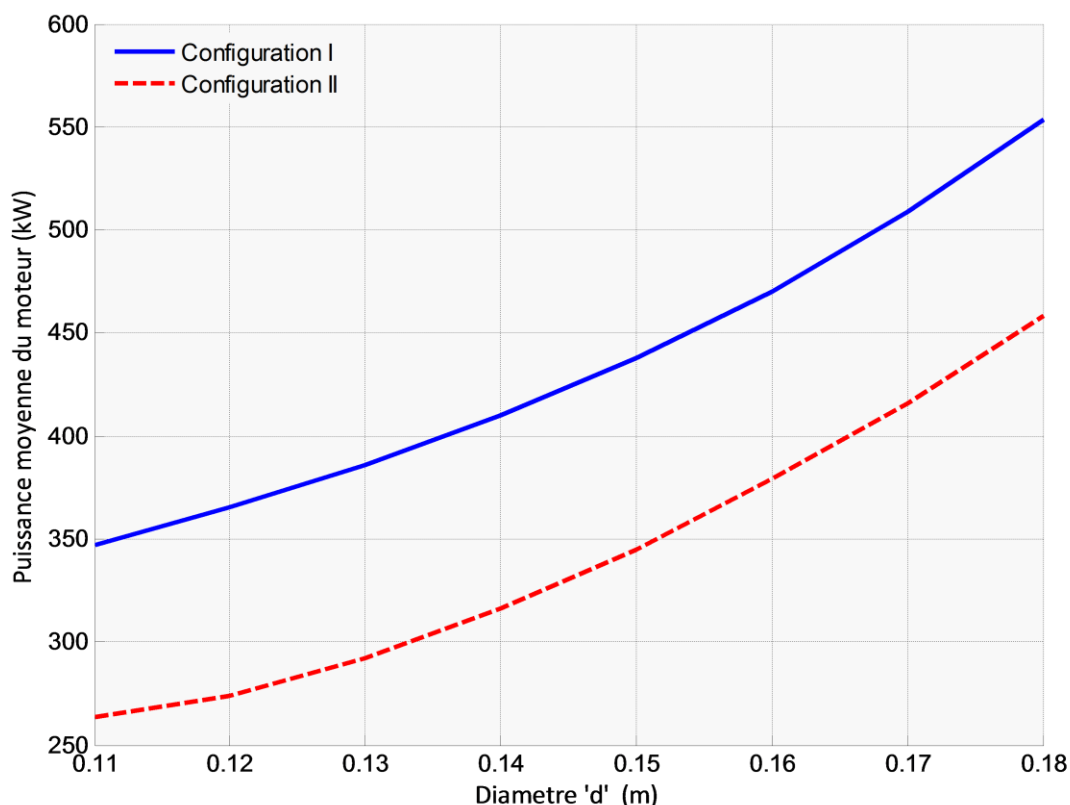


Fig.5.6 : Evolution de la puissance moyenne du moteur en fonction du diamètre d.

Alors que la figure 5.5 présentée plus haut montre que la puissance maximum (qui sert pour le choix du moteur) croît rapidement avec le diamètre (d) dans le cas de la configuration (II), on voit d'après la figure 5.6 que les courbes de la puissance moyenne (représentant la consommation d'énergie du système) croissent toutes les deux avec le diamètre (d), tout en restant parallèles.

Pour tous les autres résultats qui seront présentés dans la suite de ce chapitre, les deux configurations sont prises avec les dimensions qui confèrent à chacune d'elles ses meilleures performances : $D = 0.18 \text{ m}$ pour les deux cas et $d = 0.11 \text{ m}$ pour la configuration (I) et $d = D = 0.18 \text{ m}$ pour la configuration (II). Dans ces conditions, la configuration (II) consommera l'énergie avec une puissance moyenne plus importante (voir fig.6), mais, avec une même valeur du taux de compression maximum, permettra d'atteindre la pression minimale (d'environ 4 bars sur la figure 7 ci-dessous) en beaucoup moins de temps que la configuration

(I) (41 h pour la config.(II) contre 56 h pour la config.(I) sur la figure 7 correspondant à une pression au refoulement de 45 bars).

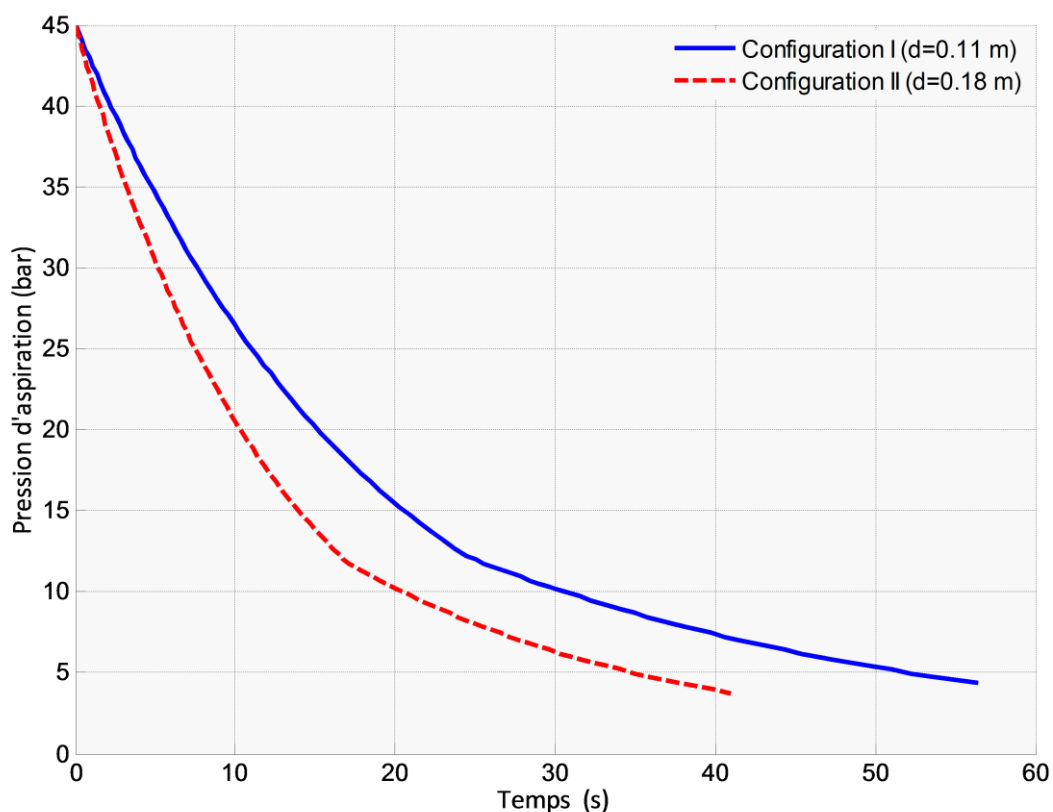


Fig.5.7 : Evolution de la pression à l'aspiration du compresseur en fonction du temps.

La figure 5.8 pour la configuration (I) et la figure 5.9 pour la configuration (II) montrent que, pour une valeur donnée du taux de compression maximum, la pression minimale réalisable dans la partie isolée du gazoduc sera d'autant plus élevée que la pression qui règne dans le gazoduc au refoulement du compresseur est plus élevée, mais que le temps nécessaire pour atteindre cette valeur minimale de la pression d'aspiration dépend très peu de la pression au refoulement. Il faut cependant remarquer que si l'on devait limiter l'opération à la première phase, le temps sera fortement influencé par la valeur de la pression au refoulement.

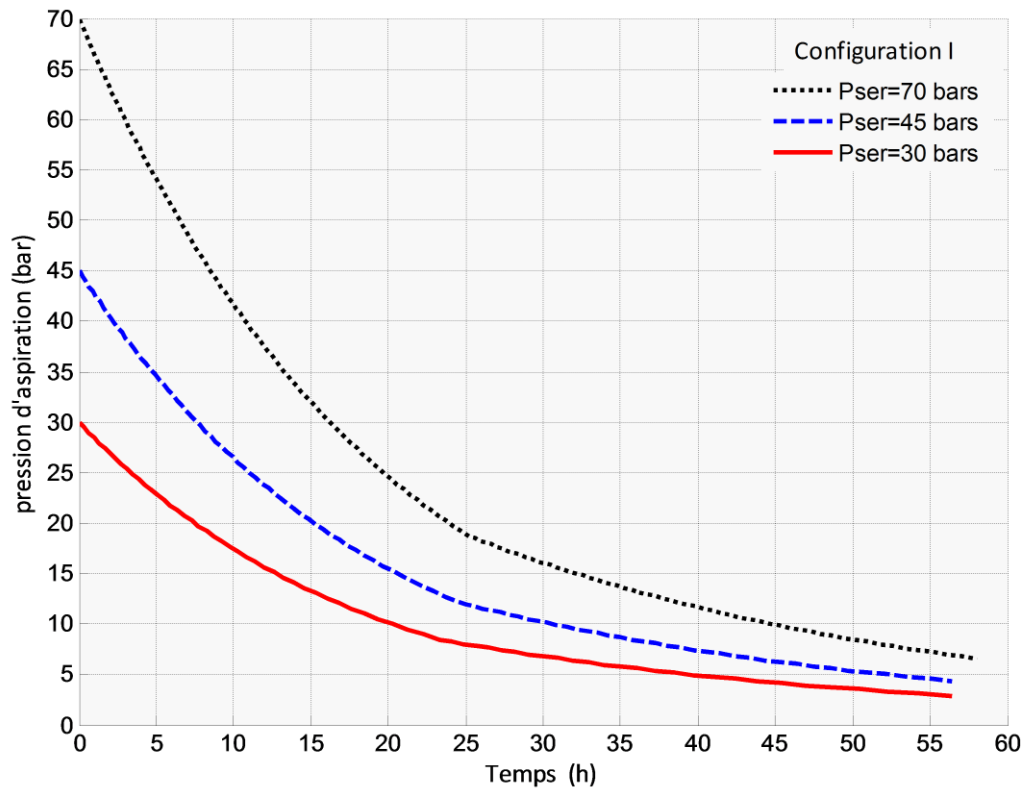


Fig.5.8 : Durée de l'opération de transfert pour différentes valeurs de la pression au refoulement (Config.(I)).

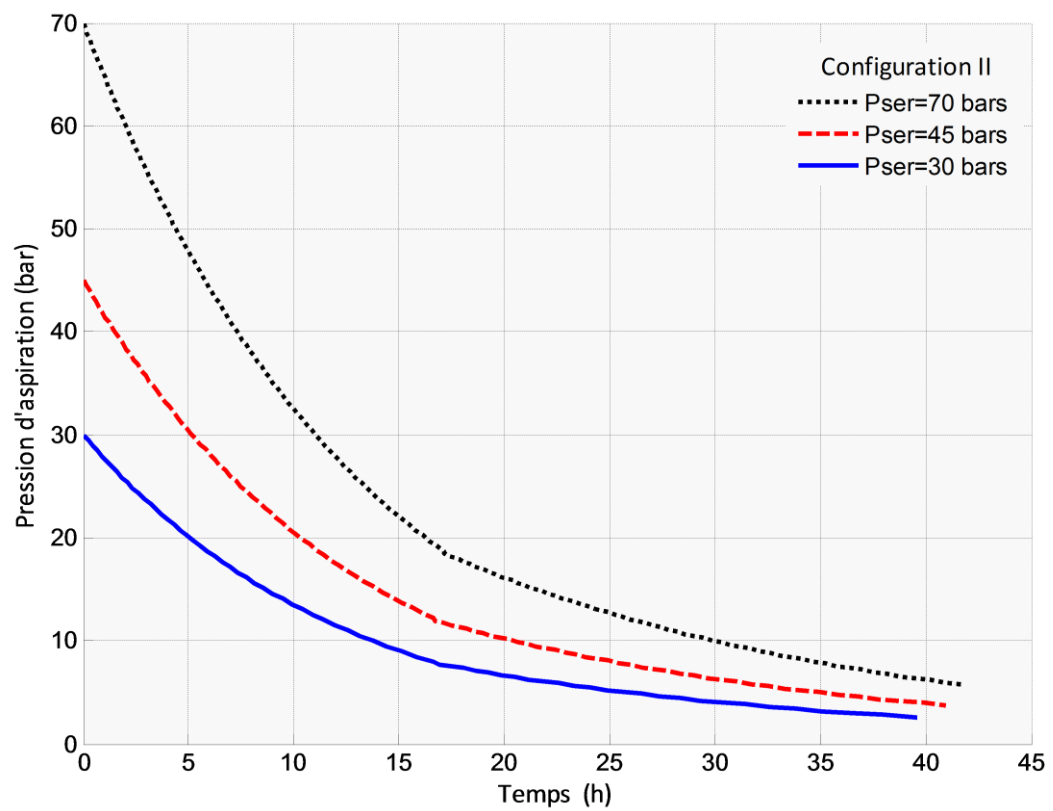


Fig.5.9 : Durée de l'opération de transfert pour différentes valeurs de la pression au refoulement (Config.(II)).

Les figures (5.10) et (5.11) montrent simplement que le temps nécessaire pour atteindre la valeur minimale de la pression à l'aspiration, est directement proportionnel à la longueur du gazoduc.

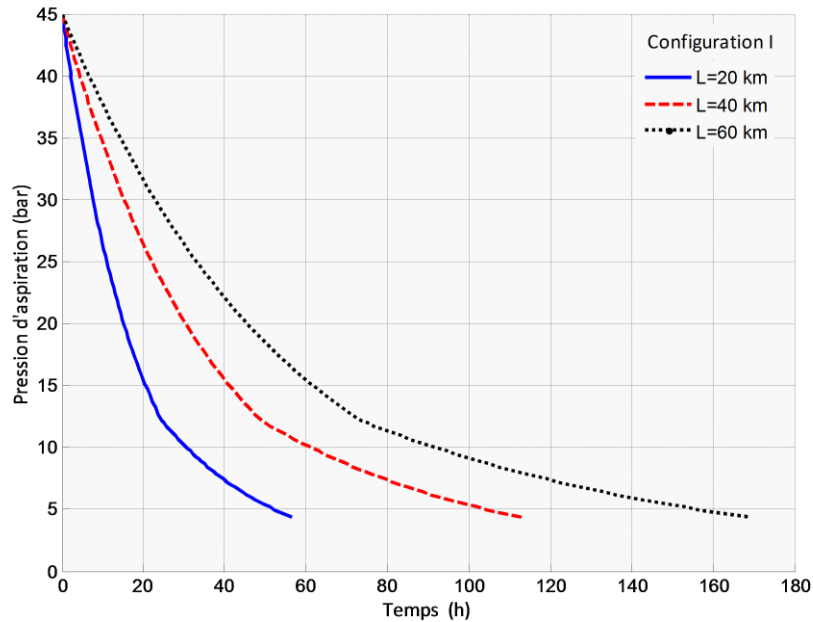


Fig.5.10 : Durée de l'opération de transfert du gaz pour différentes longueurs du gazoduc (Config.(I)).

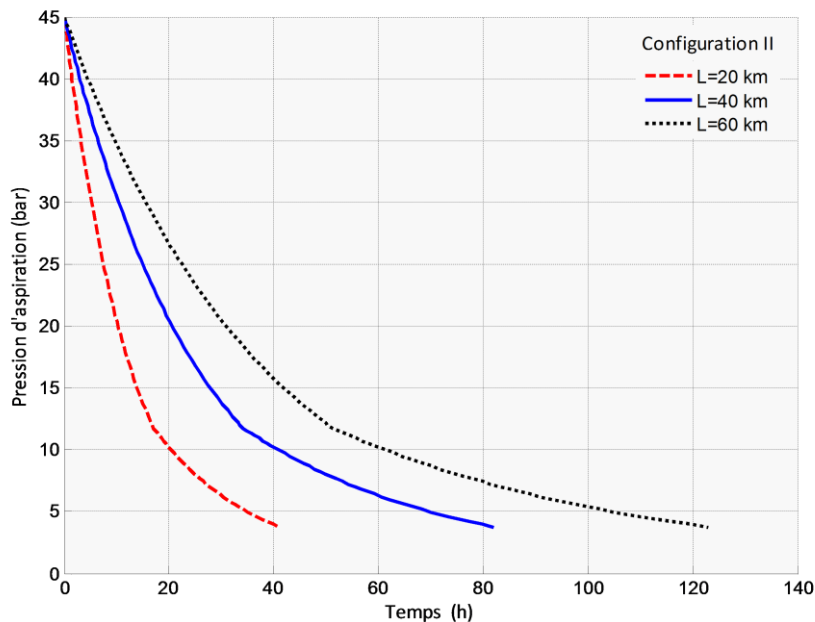


Fig.5.11 : Durée de l'opération de transfert du gaz pour différentes longueurs du gazoduc (Config.(II)).

On relève par exemple sur la figure 5.10 que, dans le cas de la configuration (I), pour une pression au refoulement de 45 bars, on atteint la valeur minimale de la pression d'aspiration (une valeur légèrement inférieure à 5 bars) au bout d'environ 56 heures dans un tronçon de 20 km de long et au bout de 112 heures dans un tronçon de 40 km. Dans les mêmes conditions, la figure 5.11 montre que ces temps sont de 41 heures et de 82 heures respectivement avec la configuration (II).

Sur la figure 5.12, nous avons représenté l'évolution de la température du gaz à la sortie des cylindres en fonction du temps pour les deux configurations.

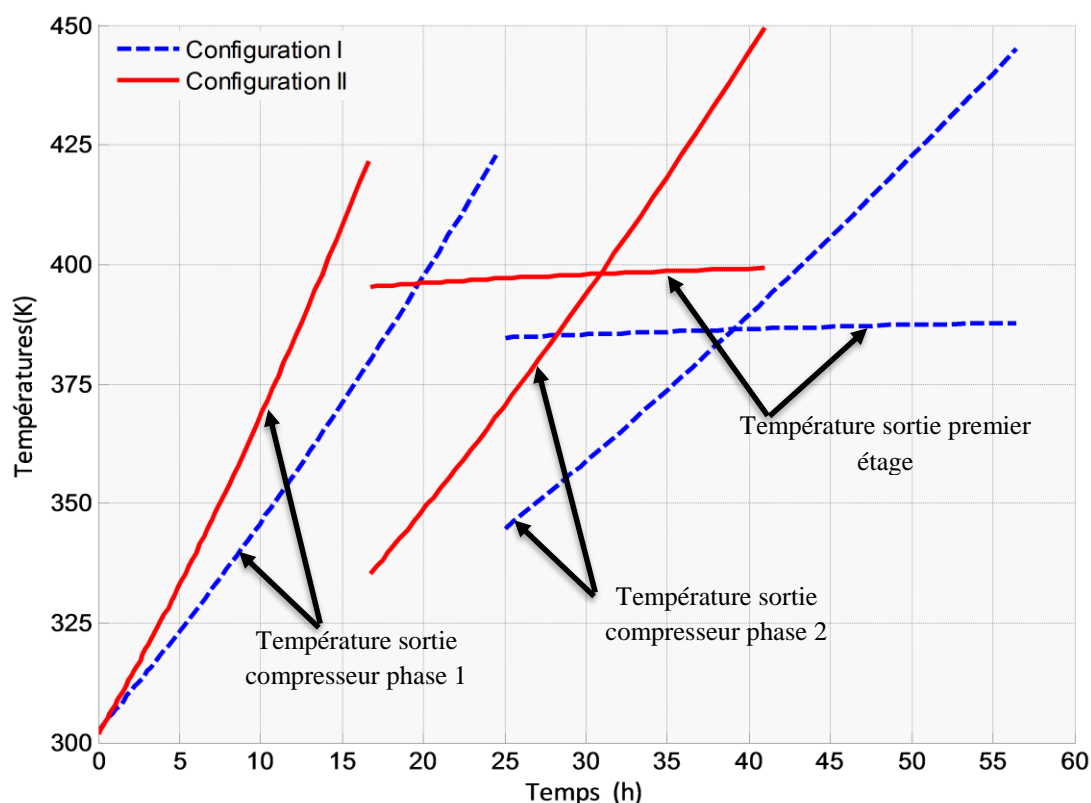


Fig.5.12 : Evolution des températures du gaz à la sortie des étages de compression en fonction du temps.

Nous relevons que la température du gaz au refoulement du compresseur croît fortement avec le temps, ceci allant de pair avec la croissance du taux de compression global du compresseur. Notons cependant qu'au moment de basculer de la phase 1 à la phase 2, cette température chute brusquement pour reprendre sa croissance à partir d'une valeur beaucoup plus petite que celle correspondant à la fin de la phase 1. Ceci s'explique par le fait qu'au cours

de la seconde phase de fonctionnement, le gaz subit un refroidissement entre les deux étapes de la compression qui ramène, rappelons-le, sa température à une valeur de 40°C à l'entrée du deuxième étage de compression. Au cours de cette seconde phase, la température du gaz au refoulement croît au fur et à mesure que le taux de compression du deuxième étage augmente, jusqu'à atteindre une valeur maximale qui correspond au maximum de la valeur du taux de compression pour les cylindres du deuxième étage. La température à la sortie du premier étage reste quasiment invariable, indiquant que les taux de compression pour les cylindres qui constituent cet étage restent constants, mais s'établissent à une valeur plus élevée dans le cas de la configuration (II) qui présentera donc, pour un même taux de compression maximum caractérisant tous les cylindres, un plus grand taux de compression global, donc une meilleure capacité de transfert, que la configuration (I).

La figure 5.13 présente l'évolution de la charge thermique du réfrigérant intermédiaire avec le temps.

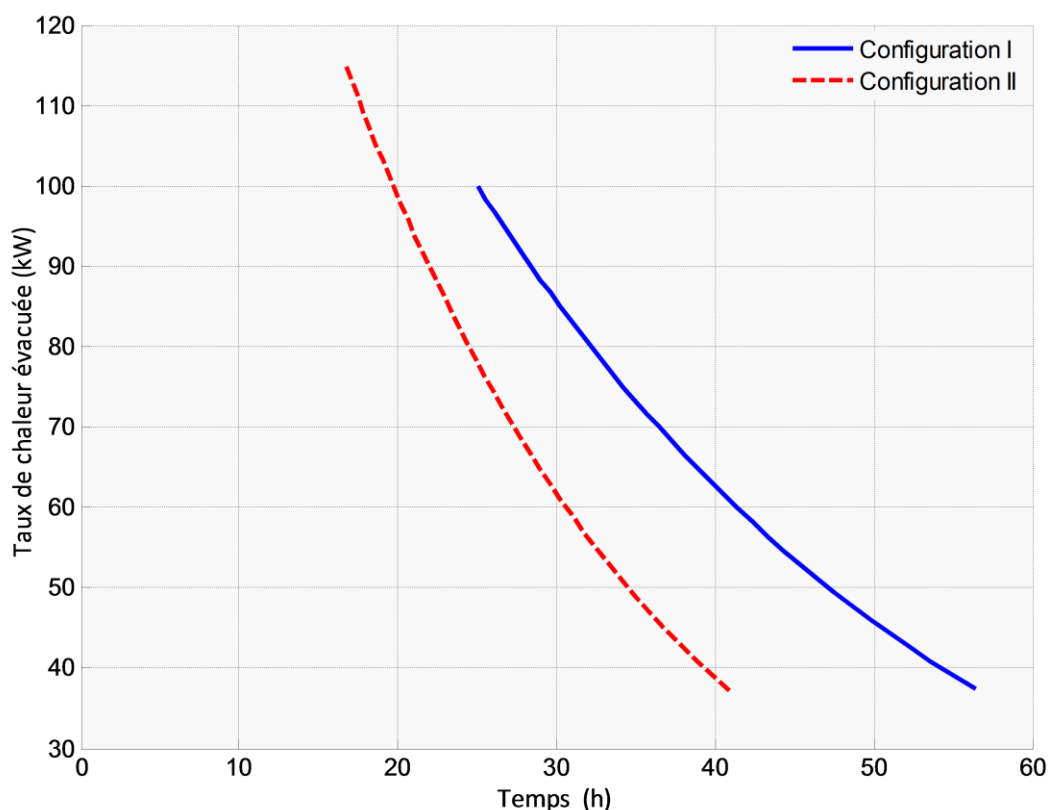


Fig.5.13 : Evolution de la charge thermique du réfrigérant intermédiaire en fonction du temps.

Notons que cette charge concerne uniquement la deuxième phase de fonctionnement de l'unité de compression, et qu'elle décroît en dépit du fait que la température à l'entrée de l'échangeur (qui correspond à celle de sortie des cylindres du premier étage) reste presque constante, comme nous venons de le souligner. L'explication tient au fait que le débit de gaz, lui, décroît avec le temps.

On peut noter également que la phase 1 sera accomplie en 25 heures environ avec la configuration (I) et en seulement 17 heures avec la configuration (II), tandis que l'ensemble de l'opération durera 56 heures avec la configuration (I) et seulement 41 heures avec la configuration (II). La configuration (II) gagne donc régulièrement du temps sur la configuration (I) : sept (07) heures lors de la première phase et huit (08) heures au cours de la seconde. L'opération consistant dans cet exemple à intervenir sur un tronçon de gazoduc de 42" de diamètre et de 20 km de long, la pression d'exploitation étant de 45 bars. Dans ce cas, la configuration (II) permettra de réaliser un gain substantiel d'environ 15 heures pour une même valeur finale de la pression à laquelle le gaz sera finalement mis à l'évent, soit une valeur légèrement en-dessous de 5 bars.

Conclusion

Conclusion

Pour éviter la mise à l'évent de quantités de gaz importantes à chaque fois qu'une intervention est nécessaire pour réparer ou remplacer un tronçon de gazoduc endommagé, la TRC envisage l'acquisition d'une unité de compression mobile et nous a confié à cet effet, dans le cadre de notre projet de fin d'études, l'analyse technique d'un tel projet.

La pression d'exploitation dans les gazoducs, à laquelle le gaz récupéré de la partie endommagée devra être refoulé, pouvant atteindre 70 bars, il est impératif que le compresseur puisse opérer avec des taux de compression de l'ordre de 10 pour être en mesure de réduire de façon satisfaisante la pression à partir de laquelle le gaz sera mis à l'évent.

Au début de l'opération, le compresseur réalise le transfert du gaz en travaillant pour vaincre des gradients de pressions qui ne sont pas encore trop élevés, il fallait qu'il présente une disposition qui permette de profiter de ces conditions opératoires pour réaliser le transfert avec de gros débits, afin de réduire au maximum le temps d'intervention.

Lorsque les taux de compression deviennent assez importants, cette première disposition du compresseur ne sera alors plus adaptée, il faudra une disposition qui puisse supporter des charges plus élevées tout en continuant à débiter pour réduire au maximum la pression à l'aspiration.

Nous avons vu que le compresseur à piston est le type de compresseurs qui permet le mieux de proposer des schémas en mesure de répondre à ces impératifs de flexibilité, il est également celui qui dispose de la plus grande plage de stabilité et dont les performances énergétiques sont le moins sensibles aux variations du taux de compression.

Deux configurations ont été ensuite proposées, étudiées et comparées entre elles. Pour illustrer la comparaison, prenons pour exemple un gazoduc de 42" de diamètre et de 20 km de long, dont le gaz doit être transféré dans le réseau où la pression d'exploitation est de 45 bars.

Au cours de la première phase de ce transfert, les deux configurations réduisent la pression dans le gazoduc à 12 bars. Mais alors que la configuration (I) accomplit cela en 25 heures, la configuration (II) le fait en 17 heures seulement.

Les choses sont plus dures lors de la seconde phase, où le transfert doit se faire à débit de plus en plus faible. Au bout de 30 heures, la configuration (I) permet de réduire la pression

à 10 bars alors que la configuration (II) la réduit jusqu'à 6 bars. Pour réduire davantage cette pression jusqu'à un minimum accessible de 4 bars, il en faut à la configuration (II) 11 heures de plus et elle accomplit la totalité de l'opération en 41 heures. Pour la configuration (I), il faudra aller jusqu'à 56 heures.

Le gain est multiplié lorsque les dimensions du gazoduc sont plus grandes. Ainsi, pour atteindre la valeur de 12 bars de la première phase sur un gazoduc de même diamètre mais dont la longueur serait doublée, soit 40 km, il nous faut 34 heures avec la configuration (II) et 50 heures avec la configuration (I) ; pour aller jusqu'à 6 bars, il faut 60 heures avec la configuration (II). Pour la même durée, la configuration (I) ne peut atteindre que 10 bars.

La configuration (I) coûtera certainement moins cher que la configuration (II), mais, même dans un contexte du marché où le prix du gaz naturel est au plus bas, une unité de compression mobile reste un investissement très rentable, au vu des quantités de gaz considérables qu'elle permettra de sauvegarder sur un réseau gazier aussi important que le nôtre. Le retour sur investissement sera relativement court, surtout si les gains dus à la réduction des émissions de gaz naturel, en tant que GES avec un potentiel équivalent CO₂ de 23, sont quantifiés et pris en compte dans le calcul global du projet.

La configuration (II) nous semble donc plus intéressante au vu de ces résultats. Cependant, nous avons conçu une interface graphique faisant appel à l'exécutable du programme qui nous a permis de produire les résultats de la présente étude. Cette interface donne à un opérateur la possibilité d'introduire dans le programme, d'autres valeurs des paramètres que celles avec lesquelles nous avons travaillé. Parmi ces paramètres, il y a notamment les dimensions des cylindres, qu'on peut introduire en se référant aux standards que fournissent les fabricants de compresseurs. L'interface est ainsi aisément exploitable pour lire les performances des deux configurations étudiées correspondant aux valeurs introduites des paramètres.

Bibliographie

- [1] Site officiel de la Sonatrach. Sonatrach en bref. Disponible sur <http://www.sonatrach.com> , Mars 2016.
- [2] Thouraya HADDADJI born GHODBANE : MSc in Asset Management with HSE Feasibility of Gas Venting Reduction, Design and Technology , THE ROBERT GORDEN UNIVERSITY, September, 2007
- [3] Methane to marckets, Pipeline maintenance and repair : Octobre, 2005.
- [4] GRT GAZ. Postes de réseau de transport de gaz naturel. 2014, numéro 2RTP0510 [Mars 2016]. Pages. Disponible sur : <www.grtgaz.com>.
- [5] Document Sonatrach , Service réparation TRC : Description des gazoducs Algériens.. Titre du périodique, mois, année, 2014.
- [6] FEKIH : Projet de Master, INH, Défaillances des structure de pipelines of Gas Venting Reduction, Génie mécanique , 2014
- [7] Document Sonatrach , Service HSE : Bilan annuel des gaz mis à l'évent.. Titre du périodique, mois, année, 2010-2015.
- [8] William Jarvis, International Pipeline conference 2002, Canada, Wiliamson industries INC. Lieu d'édition : Canada, date de 2002 de la collection, n° 1-877-873-8777
- [9] Christian Hadick and Axel Scherello, Open Grid Europe , Avoiding climate-damaging methane emission during pipeline repairs, Octobre 2011.
- [10] Martin Rotink and Gerco van Dijk, Gasunie , Recompression of natural gaz saving the environnement and money, Juin, 2009.
- [11] GUATELLI SPA, Gas Pipelines Evacuation, Disponible sur : <http://www.ciiguatellisspa.it> Février 2016.
- [12] Principe des compresseurs, le site web, disponible sur : <http://hlbmatos.free.fr/Compresseurs/Principes/PRINCIPES.htm> , Avril 2016.
- [13] MARTIAL DUMAS : DÉVELOPPEMENT D'UNE MÉTHODE DE SIMULATION DE POMPAGE AU SEIN D'UN COMPRESSEUR MULTI-ÉTAGÉ, DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE. Pages 1 à 9 : GÉNIE MÉCANIQUE : ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL : AOÛT 2013.
- [14] Document pdf de IFP pour la formation d'ingénieur en sécurité industrielle « technologie de fonctionnement des compresseurs »

[15] Renaud Gicquel. Extrait de système énergétique tome 1, presse de l'école des mines de Paris, page 110-119. In : Méthodologie d'analyse, bases de thermodynamique, composants, Thermoptim

[16] P, Puzo. Chapitre6 Description des fluides réels, Disponible sur https://users.lal.in2p3.fr/puzo/thermo/ch6_thermo.pdf , Mars 2016.

[17] Fichier sur les gaz réels « thermodynamique des systèmes terrestre » août 2014, Disponible sur : < <http://pascal.sca.uqam.ca/~eva/phy2001/NotesDeCours/06-Les%20gaz%20r%C3%A9els.pdf>>

[18] Armin Fügenschuh and Björn Geißler, Physical and technical fundamentals of gas networks Chapitre 2: Physical and technical fundamentals of gas networks

[19] Iranien Journal of Oil & Gas Science and Technology, . Oil and gas compression : mois, Vol. 3 (2014), No. 2, pp. 66-79.2015

[20] M.Bouguechal , « Cour de thermodynamique » fait par Institut polytechnique des sciences avancées, 2010

[21] ROYCE N. BROWN, « compressors selection and sizing » rédigé par second edition page 23 à 90,2001

[22] M GRAILLE« UTILISATEURS ET CHOIX DES COMPRESSEURS », Centre d'expertise et de Services Direction Production Transport gaz de France

[23] Document Sonatrach , Service réparation TRC : Catalogue COMPRESSOR UNIT -Rosen 2015.

Annexes

Annexes

Algorithme de calcul :

