

N° d'ordre :...../ Faculté / UMBB / 2016

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme :

MASTER

Domaine : Science et Technologie.

Filière : Hydrocarbures.

Spécialité : Génie mécanique : Mécanique des Chantiers Pétroliers.

Thème

**Etude thermodynamique et mécanique du compresseur à pistons
MISTUI C204:**

Réalisé par :

▪ **TRAD Ahmed**

Devant le jury :

AISSANI	Slimane	Professeur	UMBB	Président
KHELIFI	Touhami	Professeur	UMBB	Encadreur
GUEBLI	Abdelhamid	MC/B	UMBB	Examineur
HATRAF		MA/B	UMBB	Examineur

Année universitaire 2015 / 2016

Remerciements

Nous remercions tout d'abord ALLAH le tout puissant qui nous a fourni l'aide et la confiance pour réaliser ce travail.

Tous nos infinis remerciements à notre promoteur Dr : KHELIFI . T pour son aide, ses conseils et ses remarques qui nous ont permis de présenter notre travail dans sa meilleure forme.

Nos remerciements s'adressent aussi, à tous le personnel de la région de Hassi MESSAUD station BMS

Nous remercions également tous les enseignants qui ont contribué à notre formation durant notre cursus universitaire.

Enfin nous remercions tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste travail, trouvant ici l'expression de Notre profonde gratitude et profonds respects.

TRAD AHMED

Juin 2016

Dédicaces

Je tiens à dédier ce mémoire :

A ma très chère Mère et à mon cher Père, en témoignage et en gratitude de leurs dévouement, de leurs soutien permanent durant toutes mes années d'études, leurs sacrifices illimités, leurs réconfort moral, eux qui ont consenti tant d'effort pour mon éducation, mon instruction et pour me voir atteindre ce but, pour tout cela et pour ce qui ne peut être dit, mes affections sans limite.

✚ *A toutes la famille : TRAD.*

✚ *A mes chers Grands-Mères. (Que Dieu les gardes pour moi).*

✚ *A mes Amis de BABAR et mes collègues de MCP et l'INH surtout ceux qui ont supporté mes sauts d'humeur.*

AHMED.

LISTE DES FIGURES.

CHAPITRE 01 :

Figure 1 : Emplacement du bloc 401C (BMS) en Algérie.

CHAPITRE 02 :

Figure 2: variation de pression dans un compresseur

Figure 3 : courbe de tension de vapeur.

Figure 4 : les débits relevés sur site en fonction du taux de compression

Figure 5 : diagramme n en fonction de k

Figure 6 : compresseur alternatif.

Figure 7 : compresseurs volumétriques rotatifs.

Figure 8 : compresseur axial.

Figure 9 : compresseur centrifuge.

Figure 10 : domaines conventionnels d'utilisation des différents types de compresseurs.

CHAPITRE 03

Figure 11: disposition horizontal d'un compresseur à piston (double effet).

Figure 12 : disposition verticale d'un compresseur à piston.

Figure 13 : compresseurs en "Vé".

Figure 14 : compresseur d'air 2 étages.

Figure 15 : disposition des cylindres (en parallèle).

Figure 16 : disposition des cylindres (en série).

Figure 17: les chambres à eau.

Figure 18 : Divers agencements de bouteilles antipulsatoires.

Figure 19 : Poche à commande pneumatique

Figure 20 : Exemple de poche additionnelle à volume variable.

Figure 21 : Piston en trois éléments pour cylindre sec.

Figure 22 : Équilibre de pression autour d'un segment.

Figure 23 : Compresseur à porteur extérieur.

Figure 24 : Vue éclatée d'une soupape d'aspiration.

Figure 25: les systèmes d'accrochages.

Figure 26 : Entretoise longue pour piston sec.

LISTE DES FIGURES.

Figure 27 : Double entretoise pour gaz toxiques ou dangereux.

Figure 28 : la garniture d'étanchéité.

Figure 29 : Exemple de montage des cuvettes dans une garniture.

Figure 30 : Bride de la boîte à garniture.

Figure 31 : l'injection d'azote dans la 2ème entretoise.

Figure 32 : Garniture racleuse d'huile.

Figure 33 : vilebrequin de compresseur alternatif.

Figure 34 : l'articulation de la bielle.

Figure 35 : graisseur mécanique — fonctionnement —

Figure 36 : un circuit type de gaz de barrage.

Figure 37 : principe de fonctionnement d'un compresseur à piston.

Figure 38 : compresseur à piston (double effet)

Figure 39 : schémas de principe de soupapes de compresseur alternatif.

Figure 40 : forces appliquées sur un clapet de soupape d'aspiration.

Figure 41 : ouverture et fermeture des soupapes d'aspiration.

Figure 42 : ouverture et fermeture des soupapes de refoulement.

Figure 43 : les différentes phases du cycle de compression.

Figure 44 : la course d'un piston dans le cylindre.

Figure 45: cycle réel d'un effet de compresseur alternatif.

Figure 46 : variation du débit au refoulement.

Figure 47 : courbes (P_1, P_2) d'un compresseur à piston.

CHAPITRE 04 :

Figure 48 : typologie de la maintenance.

Figure 49 : types d'entretien.

CHAPITRE 05 :

Figure 50 : diagramme (H,S).

Figure 51 : diagramme (P,V)

Figure 52 : tige de piston.

Figure 53 : Dimensions de section [I] de bielle.

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE.

CHAPITRE 01 : PRESENTATION DE BMS.

I. DESCRIPTION DU BIR EL MSANA.

1. Historique et description.
2. Situation Géographique.
3. Caractéristiques du réservoir.
4. Conditions De Site.
5. Description de CPF.
6. Composition du gaz.

II. ORGANISATION ET STRUCTURE DE LA REGION.

1. Direction régional.
 - a. Fonctions administratives.
 - b. Fonctions techniques.

CHAPITRE 02 : COMPRESSION DES GAZ, PRÉSENTATION DES COMPRESSEURS.

I. PROPRIÉTÉS DES GAZ, COMPORTEMENT DES GAZ À LA COMPRESSION.

1. Domaine d'existence d'un corps pur à l'état gazeux.
2. Comportement des gaz à la compression.

II. PRÉSENTATION ET CLASSIFICATION DES COMPRESSEURS.

1. Différents types.
2. Les compresseurs volumétriques.
3. Les turbos – compresseurs.
4. Domaines d'application.
5. Fiabilité.
6. Comparaison entre les différents types de compresseurs.

CHAPITRE 03: DESCRIPTION ET TECHNOLOGIE DES COMPRESSEURS ALTERNATIFS A PISTONS.

I. DESCRIPTION DES COMPRESSEURS ALTERNATIFS A PISTON.

1. Disposition et principaux éléments constitutifs.
2. Les auxiliaires.

II. FONCTIONNEMENT DES COMPRESSEURS ALTERNATIFS À PISTON.

1. Principe de fonctionnement.
2. Classification.
3. Principe de fonctionnement des soupapes d'aspiration et de refoulement.
4. Caractéristiques de fonctionnement et courbes caractéristiques.

SOMMAIRE

CHAPITRE 04 : MAINTENANCE ET EXPLOITATION DES COMPRESSEURS ALTERNATIFS À PISTON.

I. GENERALITE SUR LA MAINTENANCE.

1. Définition et objectif de maintenance.
2. Différents formes de maintenance.
3. Les fonctions d'un service maintenance.
4. Les opérations de maintenance.
5. Les niveaux de maintenance.
6. Les activités connexes de la maintenance.
7. Entretien.

II. ENTRETIEN DE COMPRESSEURS A PISTON C204.

1. Les opérations d'entretien.
2. Causes possibles de mauvais fonctionnement d'un compresseur à piston.

III. EXPLOITATION DES COMPRESSEURS ALTERNATIFS À PISTON.

1. Démarrage.
2. Arrêt.

CHAPITRE 05 : PARTIE CALCUL.

I. ETUDE THERMODYNAMIQUE.

1. Etude thermodynamique de la compression du gaz.
2. Compresseurs à plusieurs étages avec refroidissement intermédiaire.
3. Application thermodynamique.

II. ETUDE MECANIQUE.

1. Calcul de la chemise à l'éclatement.
2. Calcul de la tige de piston.
3. Calcul analytiques de bielle.

CONCLUSION.

BIBLIOGRAPHIE.

NOMENCLATURE

Nomenclature :

symbole	
W	Travail échangé
C_p	Chaleur massique spécifique
T_1	Température d'aspiration
T_2	Température au refoulement
P_1	Pression d'aspiration
P_2	Pression de refoulement
h_2-h_1	Différence d'enthalpie
τ	Taux de compression
R	Coefficient de gaz parfait
z	Coefficient de compressibilité
$Q_{v\ asp}$	Débit volume
Q_m	Débit massique
ρ_A	Masse volumique
η_v	Rendement volumétrique
P_{eh}	Pression d'essai hydraulique
F_f	La force de frottement du piston
$[\sigma]_{comp}$	la contrainte admissible
λ	L'élongation de la tige
r	Rayon de giration
I	Moment d'inertie

INTRODUCTION GENERALE :

Actuellement l'Algérie se trouve en face de grands changements dans l'économie nationale.

Le développement de différentes industries (lourde, légère, de l'énergie, de la chimie, de la pétrochimie,...etc.) ainsi que l'économie de l'agriculture exigent un système d'appareillage qui permet d'améliorer le travail, accélérer les rythmes de productivité, augmenter le volume des produits finis. Parmi les machines ayant un rôle primordial dans les domaines d'activité industrielle, on peut citer par exemple le compresseur. Pour être en mesure de choisir des compresseurs selon les exigences technologiques et de les exploiter d'une façon compétente, un spécialiste doit parfaitement connaître les constructions de ces machines, leurs principes de fonctionnement et la base théorique qui sert à expliquer leurs caractéristiques.

Les compresseurs sont des appareils qui fournissent de l'énergie aux gaz. Cette énergie permet au fluide d'écouler dans une conduite, de monter au niveau le plus élevé, les compresseurs augmentent les énergies des gaz.

Ajouter aussi que chaque mécanicien doit être en mesure de choisir des compresseurs selon les exigences technologiques, les paramètres principaux, les règles de l'entretien et la base théorique pour prévoir l'état de la machine dans les différentes conditions d'exploitation.

La présente étude est consacrée à l'étude d'un compresseur à piston de la station de réinjection. Nous avons réalisé a cet effet un calcul thermodynamique de vérification des performances des compresseurs alternatif à piston C204.l'etude est complété par une recherche bibliographique qui nous a permet une approche appréciable des systèmes du compresseur alternatif à piston ainsi que de leurs régimes d'exploitation.

Pour la réalisation de ce mémoire, nous avons organisé notre étude comme suit :

- Le premier chapitre : une présentation de la région de BIR EL MSANA.
 - Le deuxième chapitre : Compression des gaz, présentation des compresseurs.
 - Le troisième chapitre : Description et technologie des compresseurs alternatifs à pistons.
 - Le quatrième chapitre : Maintenance et exploitation des compresseurs alternatifs à piston.
 - Le cinquième chapitre : Partie calcul.
- Et enfin conclusion.

I. DESCRIPTION DU BIR EL MSANA :

1. Historique et description :

En avril 2000, Hess et son partenaire Petronas Carigali Overseas (Petronas) ont acquis le Bloc 401c en vertu d'un contrat de partage de production (PSA) avec Sonatrach. Au cours de la phase d'exploration, Hess détenait 60 pour cent de participation et était l'opérateur désigné, avec Petronas dont la part était de 40 pour cent.

Le block 401c se trouve vers la bordure septentrionale du bassin de Berkine, à environ 270 kilomètres à l'est d'Hassi Messaoud, et à environ 60 kilomètres à l'ouest d'El Borma. En novembre 2005, suite à la déclaration de commercialité, Sonatrach a opté pour une participation dans le développement du champ BMS à hauteur de 25 pour cent, tandis que Hess a maintenu sa part d'investissement à 45 pour cent, et Petronas à 30 pour cent.

Quatre puits d'exploration et d'évaluation ont été forés en tout entre 2003 et 2005 dans le bloc, dont trois (BMS-1, BMS-2, et BMSD-1) sont appropriés au développement du champ BMS proposé.

On propose d'exploiter le réservoir grâce à 3 puits de production. Le volume moyen de pétrole produit chaque jour pendant un an par 3 puits, à un niveau de production plateau, sera de 1910 mètres cube par jour (12 000 barils de pétrole par jour). Les installations de traitement sont dimensionnées pour satisfaire à ce volume moyen annuel, et prendront en compte un taux de disponibilité de 95 % ainsi que des facteurs de conception. Étant donné le faible rapport gaz-pétrole, le gaz ne sera pas produit en quantités suffisantes pour assurer la production d'électricité sur le site pendant toute la durée de vie restante du champ ; l'électricité sera donc importée du réseau national.

Le support de l'aquifère sera insuffisant pour assurer le maintien de la pression du réservoir et assurer le remplacement de désaturation. Par conséquent, la réinjection d'eau produite complétée par de l'eau de source de l'intervalle Barrémien est nécessaire dès le début. Le développement comprend donc trois puits d'injection. Trois nouveaux puits verticaux sont forés et achevés. L'eau de source pour l'injection proviendra de l'horizon Barrémien.

Un autre puits vertical est foré pour réinjecter du gaz associé dans la zone aquifère de la formation.

Deux puits d'eau peu profonds seront forés dans l'horizon du Mio-pliocène pour le service d'eau potable.

2. Situation Géographique :

Le champ BMS se trouve dans la partie nord du bloc 401c dans le périmètre d'exploration de BMS et mesure approximativement 15 kilomètres de long par six kilomètres de large. Le champ est orienté dans la direction sud-ouest à nord-est et se trouve à 25 kilomètres, au nord de la route El Borma.

Le climat de la région est caractérisé par une faible Pluviométrie (130 mm/an) et une humidité moyenne de 18% en été et 30% en hiver.



Figure 1 : Emplacement du bloc 401C (BMS) en Algérie.

3. Caractéristiques du réservoir :

Le réservoir de BMS est de type triasique Argileux Gréseux Inférieur (TAGI), le contact eau-pétrole se trouvant à une profondeur verticale totale de 3036,5 m par rapport au niveau de la mer. Les données du réservoir sont récapitulées ci-dessous :

Pression initiale : 351 bar (590 psia)

Température initiale : 83 degrés Celsius (182 degrés Fahrenheit)

Épaisseur : 3 à 21 mètres

Le débit de production recherché pour le champ est de 12 000 barils de pétrole par jour, sur une base moyenne annuelle et sur une période plateau de quatre à cinq ans.

Le rapport gaz-pétrole (GOR) est compris dans une fourchette de 170 à 200 standard cubic feet (scf – pieds cubes standards) par baril. Les profils de production sont basés sur un ratio gaz/ huile de 186 scf/baril.

L'eau produite provenant de la formation TAG-I BMS est une saumure saturée ou super-saturée, présentant une forte salinité (300 à 330 grammes par litre), et constituée d'un mélange complexe d'ions dont la teneur en métaux divalents est élevée. Le pH du réservoir est bas (environ cinq).

4. Conditions De Site :

a. Données climatiques :

i. La température :

- La température maximale sous l'abri : 45 C⁰
- La température minimale sous l'abri : -5 C⁰
- La température souterraine maximale en été (à une profondeur de 1m) : 30 C⁰
- La température souterraine minimale en hiver (à une profondeur de 1m) : 15 C⁰

ii. Humidité relative :

- Humidité maximale moyenne journalière : 45%
- Humidité maximale moyenne journalière : 19%
- Condition de calcul :
- Max : 45%
- Mini : 19%

iii. Chute de neige : Non applicable

iv. Vent :

- Vitesse maximale du vent : 180 km/h (= 50m/s) 10 m au-dessus du sol.
 - Direction du vent : de nord-ouest à sud-ouest.
 - Vitesse du vent de calcul : 50 m/s à une hauteur de 10 m
- Fréquence : Néant.

v. Conception sismique : non nécessaire

5. Description de CPF : (annexe)

a. Traitement du brut :

La capacité technique de l'installation centrale de traitement (CPF) est de 13 200 barils par jour.

L'installation comprendra un séparateur d'entrée fonctionnant sous une pression d'environ sept bars. Des installations d'injection supplémentaires de démulsiifiant et d'antitartre sont prévues en amont du séparateur d'entrée.

Le pétrole sera séparé du gaz et de l'eau, dessalé et stabilisé dans deux étages de séparation avec un chauffage entre les étages. Le produit stabilisé sera stocké dans les réservoirs à toit flottant avant son exportation dans le réseau de pipeline algérien exploité par Sonatrach TRC.

b. Stockage du brut :

Le brut de qualité export sera stocké dans trois cuves à toit flottant ayant chacun une capacité de fonctionnement minimale de 13 500 barils, offrant ainsi une durée de stockage totale supérieure à 72 heures de production maximale. Le cycle de fonctionnement des réservoirs sera le suivant :

- Remplissage d'un réservoir de la production de l'installation ;
- Décantation d'un réservoir ;
- Exportation d'un réservoir.

Une durée indicative de décantation de 24 heures est conseillée avant l'exportation du contenu d'un réservoir.

Chacune des cuves sera équipée de deux indicateurs de niveau, et d'une trappe permettant de jauger manuellement la cuve depuis un emplacement sûr sur le rebord supérieur de façon à ce que l'opération de jaugeage ne se trouve pas dans un espace confiné. Une plaque zéro horizontale servira de point de référence au fond de la cuve et verticalement par rapport à la trappe, pour la graduation de la cuve et le jaugeage manuel à caractère fiscal.

Une cuve de stockage de brut « off-spec – hors spécifications » sera nécessaire pour stocker le brut « off-spec » lorsque le train de stabilisation est perturbé. La cuve sera dimensionnée pour une production plateau d'une durée de 12 heures.

c. Compression et injection de gaz :

Le gaz produit ne sera pas suffisant pour la production d'électricité. Le gaz excédentaire ne sera pas brûlé à la torche de manière continue et sera comprimé et réinjecté dans un réservoir via un puits d'injection de gaz dédié à cet effet.

Le principal consommateur de gaz carburant est le générateur à combustion directe utilisé dans le processus de stabilisation du brut. La purge et la pressurisation sont d'autres consommateurs de gaz.

d. Compression de gaz :

Le compresseur de gaz comprime le gaz à une pression 338 bars (4900 psig) – pression d'injection requise en tête de puits. La pression d'échappement du compresseur d'injection devrait permettre la baisse de pression de la conduite.

e. Traitement du gaz :

Le gaz séparé et comprimé sera traité au méthanol avant l'injection, pour empêcher la formation d'hydrates.

Il peut être nécessaire d'atténuer la corrosion interne de la conduite d'injection de gaz. Une protection cathodique est prévue pour atténuer la corrosion externe.

f. Puits de stockage de gaz :

Le gaz comprimé sera injecté dans un puits spécial. Une ligne enterrée de 2 pouces, qui est gainée pour assurer sa protection, acheminera le gaz du compresseur de l'installation au puits.

g. Réinjection de gaz dans la formation :

La réinjection de gaz dans un puits spécial dans la formation, en aval-pondage de la zone de pétrole BMS s'est avérée être la plus viable sur le plan commercial, la plus réalisable sur le plan technique et un moyen acceptable de gérer le gaz produit, du point de vue de l'environnement. Cette solution est également compatible avec la taille du champ et sa philosophie d'exploitation.

Le développement du cas de base inclut donc un puits vertical spécial de réinjection de gaz. L'achèvement du puits se fera dans la Formation TAG-I, en aval-pondage de la zone pétrolière, pour empêcher la circulation du gaz en cours de production. Selon la modélisation, le gaz finira par retourner vers le sommet de la structure.

h. Traitement et injection de l'eau :

Sur la base de la taille la plus probable de l'aquifère, il est nécessaire de combler les vides dès le premier jour pour soutenir la pression du réservoir.

Trois puits d'injection seront établis pour l'injection d'eau - BMS-2 recomblé ainsi que deux nouveaux puits d'injection.

Les deux puits (BMS Inj-1 et BMS Inj-2) puiseront l'eau de l'aquifère Barrémien qui sera utilisé comme source d'eau pour l'injection. L'eau produite et l'eau de l'aquifère seront traitées de manière appropriée avant d'être mélangées et éliminées dans le réservoir.

i. Injection d'eau :

Trois puits d'injection sont nécessaires pour combler les vides du réservoir. Les deux types d'eau, l'eau produite et l'eau de l'aquifère, seront traités séparément avant d'être mélangés et injectés dans le réservoir pour combler les vides.

Le taux d'injection maximal est estimé à 6200 barils par jour. Toutefois, en raison des taux élevés prévus d'eau produite ultérieurement dans la vie du champ, à un moment donné à l'avenir, il peut être nécessaire de redistribuer toute l'eau injectée entre les trois injecteurs, ou d'utiliser un autre injecteur pour la réinjection d'eau produite dans le réservoir.

La pression d'injection requise en tête de puits est de 214 bars (3100 psig).

Les puits d'injection seront fracturés pour faciliter l'injection.

ii. Traitement de l'eau :

La conception de l'installation de traitement de l'eau a été énormément simplifiée pour offrir une plus grande marge de flexibilité d'emplacement des puits injecteurs et pour ne pas avoir à modifier l'installation à l'avenir, étant donné que les taux d'eau produite augmentent régulièrement dans le temps.

L'eau de l'aquifère est soumise à un filtrage grossier pour éliminer 98 pourcent des particules dont la taille est supérieure à 25 microns. Cet effluent est alors combiné à l'eau produite et traitée, qui présente un taux spécifié inférieur ou égal d'huile dans l'eau de 40 milligrammes/ litre. L'effluent combiné est alors soumis à un filtrage fin pour éliminer 98 pourcent des particules dont la taille est supérieure à 4 microns. La teneur en oxygène de l'eau d'injection telle que mesurée en tête de puits d'injection d'eau sera inférieure ou égale à 10 ppb.

Chapitre 01 : PRESENTATION DE LA REGION BMS.

Les trois injecteurs ; BMS Inj-1, BMS Inj-2, et BMS-2 seront des puits fracturés seront donc soumis à la même élimination de particules solides et à la même spécification d'huile dans l'eau.

Le risque d'entartrage présenté par le mélange d'eau produite et d'eau barrémienne a été analysé et il en ressort que la formation du tartre du mélange peut être maîtrisée de manière adéquate grâce à des antitartres.

L'eau traitée sera stockée dans un réservoir avant d'être pompée au moyen de pompes de compression et d'injection à la pression requise en tête de puits, en tenant compte des pertes en ligne, puis acheminée vers l'un des trois puits d'injection d'eau, BMS-W1, BMS-W2, BMS-W5. Le débit vers les trois puits sera réglé par contrôle manuel des soupapes d'étranglement.

Le réservoir de stockage devra être pressurisé pour empêcher l'entrée d'oxygène et assurer la protection cathodique.

Les produits chimiques seront injectés pendant tout le processus de traitement pour atténuer la corrosion, minimiser la formation de tartre, et maîtriser la teneur en oxygène et les bactéries.

6. Composition du gaz :

	Masse molaire [Kg/Kmole]	Concentration moléculaire [%]	$M_i X_i$
N ₂	28.02	0.0009	0.0252
H ₂ S	34.08	0.0000	0.0000
CO ₂	44.01	0.0007	0.023856
Méthane	16.04	0.0227	0.364108
Ethane	30.07	0.0416	1.250912
Propane	44.09	0.2172	9.576348
I-Butane	58.12	0.0498	2.894376
n-Butane	58.12	0.2304	13.390848
I-Pentane	72.15	0.0659	4.754685
N-Pentane	72.15	0.0862	6.2243805
N-Hexane	86.18	0.0501	4.317618
Benzène	78.11	0.0024	0.187464
N-Heptane	100.20	0.0265	2.6553
Toluène	92.14	0.0011	0.101354
n-Octane	114.20	0.0109	1.24478
Ethynyl-BZ	102.10	0.0001	0.01021
p-Xylène	106.20	0.0004	0.04248
o-Xylène	106.20	0.0003	0.03186
n-Nonane	128.30	0.0030	0.3849
n-Décane	142.30	0.0012	0.17076
n-C11	156.30	0.0004	0.06252
n-C12+	318.00	0.0002	0.0636
H2O	18.02	0.1879	3.385958

II. ORGANISATION ET STRUCTURE DE LA REGION :

1. Direction régional :

La structure de l'ensemble de la région s'articule de fonctions administratives et techniques sous la direction et l'autorité du directeur régional.

a. Fonctions administratives :

i. Division Finance :

La division finance comprend quatre services :

1. Service Comptabilité Générale.
2. Service trésorerie.
3. Service Comptabilité Analytique.
4. Service Juridique.

ii. Division personnel :

La division personnelle comprend trois services :

1. Service Planification.
2. Service social.
3. Service Gestion Paie.
4. Service Administration générale.

iii. Division Intendance :

La division intendance comprend trois services :

1. Service Restauration.
2. Service Hébergement.
3. Service espace vert et plantation.

b. Fonctions techniques :

i. Division engineering & production :

La division engineering et production comprend cinq services :

1. service essais et mesures.
2. service intervention.
3. service géologie.
4. service technique puits
5. service traitement corrosion.

ii. Division réalisation :

La division réalisation comprend quatre services :

1. service travaux neufs.
2. service génie civil.
3. service électromécanique.
4. service travaux entretien.

iii. Division sécurité :

La division sécurité comprend deux services :

1. service prévention.
2. service intervention.
3. Cellule d'environnement.

iv. Division exploitation :

La division exploitation comprend quatre services :

1. Service exploitation
2. Service exploitation
3. Service laboratoire
4. Service programmation.

v. Division approvisionnement et transport :

La division approvisionnement et transport comprend quatre services :

1. Service gestion des stocks.
2. Service achats.
3. Service matériel.
4. Service transport
5. service maintenance des véhicules

vi. Division Maintenance:

La politique de maintenance des équipements industriels, assurer la planification, l'organisation, le développement et la mise en œuvre des services de maintenance pétrolière liés aux besoins actuels et futurs de la Direction Régionale, approuver les plans d'approvisionnement et les programmes des arrêts des unités.

La division de maintenance a dans sa structure cinq services, trois services assurent l'exécution des travaux d'entretien des équipements mécaniques, électriques et d'instrumentation, et les deux autres services assurent la bonne application de la politique de la maintenance.

La division maintenance comprend cinq services :

• service instrumentation.

Le service instrumentation est divisé en plusieurs sections :

- a- Section électronique : a pour objectif la réparation des équipements électronique.
- b- Section instrumentation : elle assure le contrôle de différents systèmes de régulation.
- c- Section DCS (Distributed Control Système) et télémétrie : elle s'occupe du système de contrôle DCS et de la télémétrie.
- d- Section télécommunication : elle s'occupe de la téléphonie et de la radio.

• service électricité.

Ce service se compose :

- D'une équipe permanente au niveau de la centrale électrique, afin d'assurer le besoins en énergie électrique de : la région, base de vie GTP (grands travaux pétroliers).
- D'une équipe d'intervention qui s'occupe du suivi et de l'intervention sur les équipements électriques.

• service méthode.

Ce service assure la gestion de la division : la planification et la préparation des plannings pour révision des installations. Il est composé de différentes filières à savoir :

- Instrumentation
- Electricité
- Mécanique

Ces sections assurent le suivi des différents équipements, leur révision, l'approvisionnement en pièces de rechange et l'élaboration des programmes de maintenance.

- **service mécanique.**

il assure la maintenance des pompes, des compresseurs, et les équipements statistique (échangeurs, filtre, séparateurs,.....).

- **Missions du service mécanique**

- Entretien préventif des équipements mécaniques.
- Assure un fonctionnement optimum des machines.
- Suivi et interprétation des paramètres.
- Mise à jour de l'historique des machines.
- Réalise les grands arrêts réglementaires programmes.
- Intervention et réparation lors d'un arrêt imprévu.
- Etablir le budget d'équipement et d'investissement.
- Etablissement des rapports d'activités.
- Suivi du personnel sur le plan formation et carrière.

Introduction :

Le but de la compression est toujours la nécessité technique de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système (A) se trouvant à une pression P_1 vers un autre système (B) à une pression plus élevée P_2 . Son nom traduit le fait que le fluide se comprime (son volume diminue) au fur et à mesure de l'augmentation de pression.

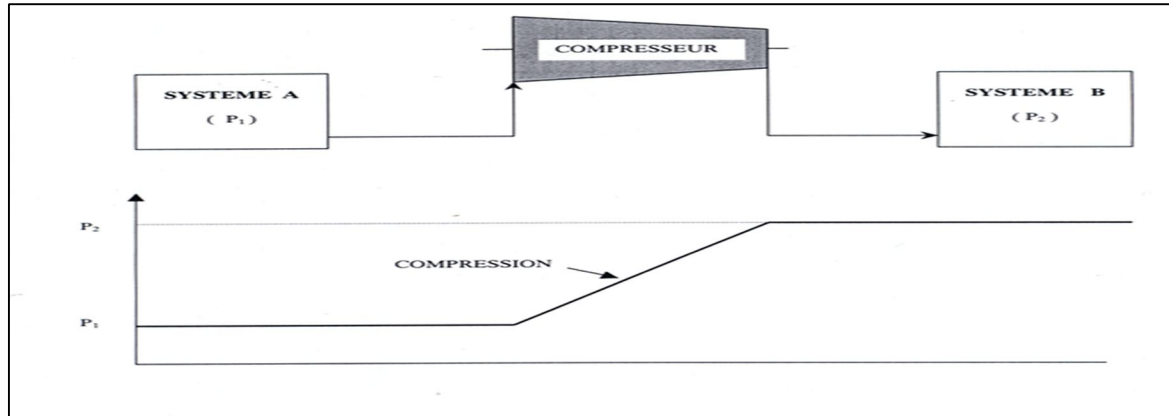


Figure 1: variation de pression dans un compresseur.

Les services peuvent être résumés comme suit:

- Circulation d'un gaz dans un circuit fermé.
- Obtention de conditions favorables pour les réactions chimiques.
- Transport du gaz par canalisation (Pipe-line).
- Obtention de l'air comprimé pour les outils, instruments, etc...

I. PROPRIÉTÉS DES GAZ, COMPORTEMENT DES GAZ À LA COMPRESSION.

1. Domaine d'existence d'un corps pur à l'état gazeux:

Un compresseur est prévu pour véhiculer du gaz. Si du liquide est présent en même temps que le gaz, des dégradations dommageables pour la machine peuvent survenir. Il est donc essentiel de connaître les conditions d'existence d'un produit à l'état gazeux ainsi que celles d'apparition de liquide.

a. Courbe de tension de vapeur :

Les conditions d'existence à l'état liquide ou gazeux sont définies par les pressions et températures auxquelles est soumis le fluide. Sur un diagramme pression-température (annexe), les zones correspondant aux états liquide et gazeux sont séparées par une courbe appelée courbe de tension de vapeur.

Le domaine du liquide est situé au-dessus ou à gauche de la courbe de tension de vapeur et correspond aux pressions élevées et aux basses températures. Celui du gaz est au contraire situé sous la courbe et correspond aux basses pressions et aux températures élevées. (Voir figure 2).

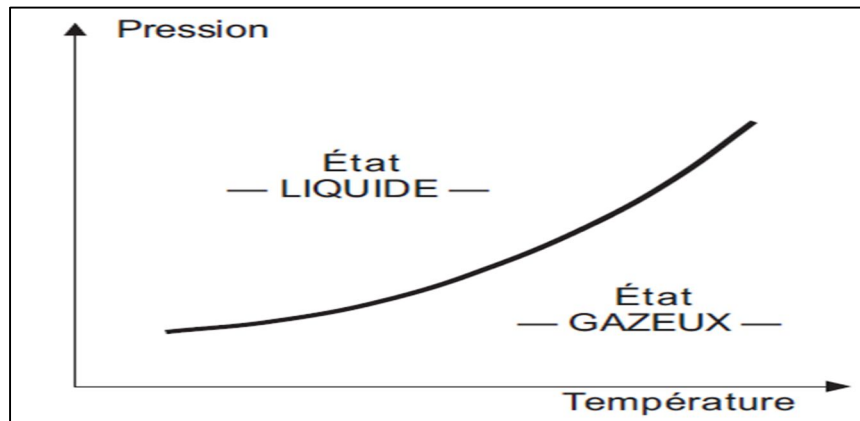


Figure 2 : courbe de tension de vapeur.

Pour les points de la courbe, les conditions de pression et température correspondent à la possibilité de présence simultanée des deux phases liquide et vapeur. Dans ces conditions :

- le liquide est à sa température d'ébullition et sous sa tension de vapeur
- le gaz est à sa température de condensation et sous sa pression de vapeur saturante (tension de vapeur)
- liquide et gaz sont qualifiés de saturés

b. Risque d'apparition de liquide au cours d'une compression :

Le fait de comprimer un gaz conduit de par l'élévation de pression à le rapprocher du domaine d'existence de la phase liquide. Simultanément, l'élévation de température qui accompagne la compression conduit à l'en éloigner. Le risque d'apparition de liquide au cours de la compression résulte du phénomène dominant dans la compétition entre ces deux effets.

Dans la pratique, l'accroissement de pression étant imposé par les exigences du procédé, c'est l'élévation de température observée qui est le paramètre important. Elle dépend :

- de l'échauffement naturel du gaz sous l'effet de la compression
- de l'existence ou non d'une réfrigération en cours de compression et de son efficacité
- de l'apport de chaleur au gaz pendant la compression sous l'effet de frottements inévitables et de recyclage dû à des fuites internes au compresseur de gaz comprimé et chaud.

Cela conduit à distinguer les évolutions suivantes de température en cours de compression :

- échauffement déjà qualifié de naturel du gaz sous l'effet de la compression et qui ne pourrait en fait être observé que dans un compresseur dans lequel il n'y aurait aucun apport de chaleur au gaz par des frottements ou des fuites internes ni de réfrigération. Cette compression idéale est qualifiée de compression isentropique (Modèle pour les compresseurs alternatifs)
- compensation par une réfrigération de l'élévation de la température du gaz due à l'échauffement sous les effets de la compression et aux apports de chaleur par les frottements et les fuites. Dans le cas où cette compensation maintient constante la température du gaz, la compression est qualifiée d'isotherme (en pratique difficile à atteindre)
- échauffement du gaz sous les effets cumulés de l'échauffement naturel et d'apports de chaleur par des frottements et des fuites (compression réelle ou poly tropique dans une machine, modèle pour les compresseurs centrifuges)

À ces différents types d'évolution de température du gaz en cours de compression, s'ajoutent, en ce qui concerne les risques d'apparition de liquide, les conditions initiales de la compression. En effet, selon le cas, le gaz aspiré par la machine peut être dans des conditions de température et de pression plus ou moins éloignées de ses conditions de saturation.

2. Comportement des gaz à la compression :

La compression d'un gaz est réalisée dans des conditions définies de :

- pressions à l'aspiration et au refoulement
- température d'aspiration
- débit de gaz à l'aspiration

Les paramètres caractéristiques de la compression réalisée sont :

- la température du gaz au refoulement
- la puissance mécanique à mettre en œuvre
- les débits volumiques de gaz à l'aspiration et au refoulement qui dépendent des conditions de température et de pression

Ces paramètres dépendent, pour des conditions de compression définies, du compresseur utilisé (type, performances).

a. Compression isentropique :

La compression isentropique a déjà été définie comme une compression au cours de laquelle le gaz ne cède pas de chaleur à l'extérieur (absence de réfrigération) et n'en reçoit pas non plus (absence de réchauffage par les frottements ou les fuites de gaz chaud). Une telle compression est qualifiée d'idéale ou de théorique et est utilisée comme référence pour caractériser les performances des compresseurs réels.

Les caractéristiques de la compression isentropique sont précisées ci-après.

i. Température isentropique de refoulement :

Elle dépend :

- du taux de compression τ , rapport des pressions absolues de refoulement et d'aspiration :

$$\tau = \frac{P_{\text{refoulement}}}{P_{\text{aspiration}}}$$

- de la température d'aspiration
- de la nature du gaz, caractérisée par un coefficient k (appelé coefficient isentropique)

La température de refoulement peut être déterminée à l'aide de la Planche (les valeurs du coefficient k pour les principaux gaz, dans un domaine usuel de température.) en fonction des paramètres dont elle dépend.

L'utilisation du diagramme met en évidence que la température isentropique de refoulement est d'autant plus élevée que :

- le taux de compression est plus grand
- la valeur du coefficient k du gaz est plus élevée
- la température d'aspiration est plus haute

ii. Puissance isentropique de compression :

La puissance isentropique de compression dépend :

- du débit de gaz
- de la nature du gaz (masse molaire, coefficient k)
- de l'augmentation de température lors de la compression

Elle s'exprime en fonction du débit masse :

$$P_{is} = 2,31 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{T_{\text{ref.}} - T_{\text{asp.}}}{M} \cdot Q_m$$

Avec :

_ P_{is} : puissance de compression isentropique (kW)

_ M : masse molaire du gaz (kg/kmole)

_ Q_m : débit massique de gaz (t/h)

En fonction du débit volumique aspiré, l'expression de la puissance est la suivante :

$$P_{is} = 0,0278 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_{asp} \cdot \frac{T_{ref.} - T_{asp.}}{M} \cdot Q_{vasp}$$

Avec :

- _ Q_v débit volumique aspiré (m³/h)
- _ P_{asp} pression d'aspiration (bar abs.)
- _ T températures (K)

b. Compression dans un compresseur volumétrique :

i. Température de refoulement :

Dans un compresseur volumétrique, le gaz est réchauffé en cours de compression par le gaz déjà comprimé (et donc chaud) qui est recyclé par les fuites internes (clapets, segments) et, dans une moindre mesure, par les frottements du gaz lors de la traversée des clapets, par exemple.

Cet effet de réchauffage est plus ou moins compensé par la réfrigération quand elle existe.

ii. Débit de gaz effectivement débité par un compresseur volumétrique :

Le débit effectivement débité sur le circuit procédé par un compresseur volumétrique est inférieur au débit comprimé par la machine (débit engendré) du fait des fuites internes et, dans le cas d'un compresseur alternatif, de l'effet de l'espace mort dont le volume détendu contribue à remplir le volume aspiré en restituant toutefois la puissance investie dans sa compression.

Les schémas ci-après montrent, en fonction du taux de compression, les débits relevés sur site de deux compresseurs volumétriques différents, un compresseur alternatif à piston et un compresseur à vis non refroidi. (Voir figure 3).

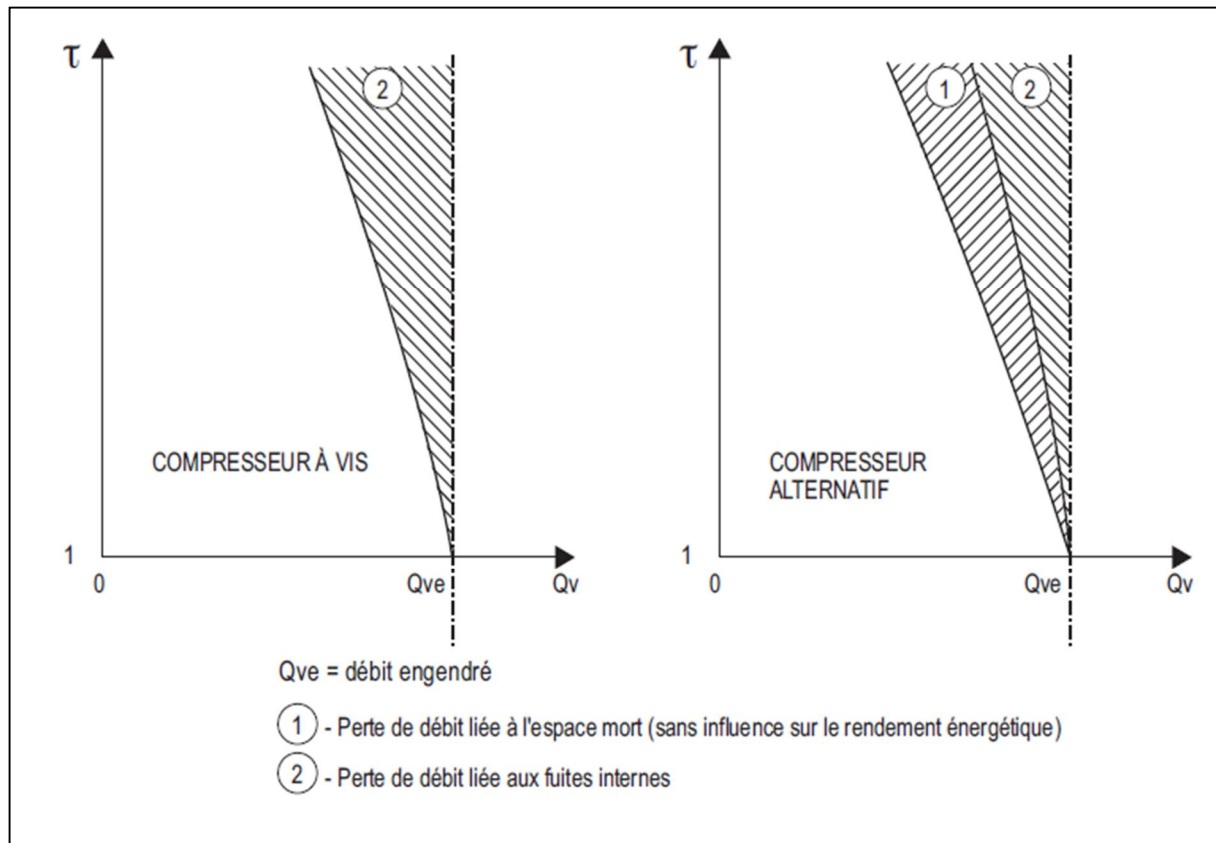


Figure 3 : les débits relevés sur site en fonction du taux de compression

On peut observer que le débit de fuites internes augmente avec le taux de compression, quel que soit le type de machine volumétrique et le débit utile s'en trouve diminué d'autant. Ce résultat d'observation n'est pas surprenant puisque l'élément moteur de ces fuites internes est l'écart de pression entre les hautes et basses pressions internes à la machine.

En ce qui concerne l'effet de la détente de l'espace mort sur le débit, il va de soi que, compte tenu du principe de fonctionnement des compresseurs volumétriques, il n'est présent que dans les machines alternatives du fait même de l'alternance de compression et détente dans le même volume (cylindre).

iii. Puissance consommée et rendement :

La puissance consommée par un compresseur volumétrique peut être comparée à la puissance de compression isentropique en prenant en compte les consommations énergétiques supplémentaires inventoriées ci-dessous :

- puissance supplémentaire de compression due au fait que le gaz comprimé est réchauffé

On sait en effet que la puissance de compression isentropique est d'autant plus grande que la température d'aspiration est plus élevée.

- puissance correspondant à la compression du débit de fuites internes
- puissance consommée du fait de la présence des clapets (pertes de charge, surpression à l'ouverture, ...) pour les compresseurs alternatifs
- puissance perdue par frottement dans l'embellage et toutes les pièces en frottement (cette puissance est évacuée pour l'essentiel au réfrigérant d'huile)
- puissance évacuée par le système de réfrigération des cylindres ou des corps de compresseurs rotatifs

Pour prendre en compte ces différentes consommations supplémentaires de puissance et pour caractériser de manière efficace la puissance à mettre en œuvre pour réaliser la compression, on définit un rendement global η_{gl} comme le rapport entre la puissance isentropique de compression (qui ne caractérise que la compression) et la puissance à fournir sur l'arbre de la machine (caractéristique de la consommation effective de puissance)

Pour prendre en compte ces différentes consommations supplémentaires de puissance et pour caractériser de manière efficace la puissance à mettre en œuvre pour réaliser la compression, on définit un rendement global η_{gl} comme le rapport entre la puissance isentropique de compression (qui ne caractérise que la compression) et la puissance à fournir sur l'arbre de la machine (caractéristique de la consommation effective de puissance).

$$\eta_{gl} = \frac{P_{is}}{P_a}$$

- _ P_{is} : puissance isentropique
- _ P_a : puissance sur l'arbre
- _ η_{gl} : rendement global.

Le rendement global des compresseurs alternatifs dépend du taux de compression et augmente avec celui-ci. En effet, la puissance mécanique dissipée dans l'embellage, par exemple, ne dépend que peu du taux de compression et se trouve diluée par la puissance utile au gaz quand le taux de compression croît.

On observe ainsi que si le rendement global d'un compresseur alternatif est de l'ordre de 50% pour des taux de compression de l'ordre de 1,2, il atteint des valeurs de 70 à 80% pour des taux de compression supérieurs à 2.

Dans le cas de compresseurs à vis, le rendement est inférieur à celui de compresseurs à piston, mais il se conserve mieux dans la durée du fait d'usures moindres.

c. Compression dans un compresseur centrifuge :

i. Température de refoulement :

Dans les compresseurs centrifuges, la température de refoulement observée est pratiquement toujours plus élevée que la température isentropique. En effet, à l'échauffement naturel dû à la compression s'ajoutent les réchauffages apportés par les frottements internes et par le gaz chaud provenant des fuites internes. D'autre part, ces machines ne sont pratiquement jamais réfrigérées et aucune compensation n'est apportée aux effets de réchauffage.

Pour caractériser le comportement des gaz comprimés dans des compresseurs centrifuges, on définit une compression poly tropique comme la compression réalisée dans les mêmes conditions qu'une compression isentropique (sans frottements ni fuites internes), avec les mêmes températures d'aspiration et taux de compression mais conduisant à une température de refoulement plus élevée qu'en compression isentropique et égale à celle observée. Une telle compression correspond à celle d'un gaz ayant une valeur n du coefficient caractéristique supérieure à celle k du gaz.

Les valeurs de n , coefficient poly tropique, caractéristique du comportement du gaz dans un compresseur centrifuge, et de k , coefficient isentropique caractéristique de la nature propre du gaz, sont reliées par le rendement poly tropique (η_p), caractéristique de l'effet thermique des fuites et frottements dans le compresseur. Le diagramme de la planche 6, schématisé ci-dessous, traduit cette relation.

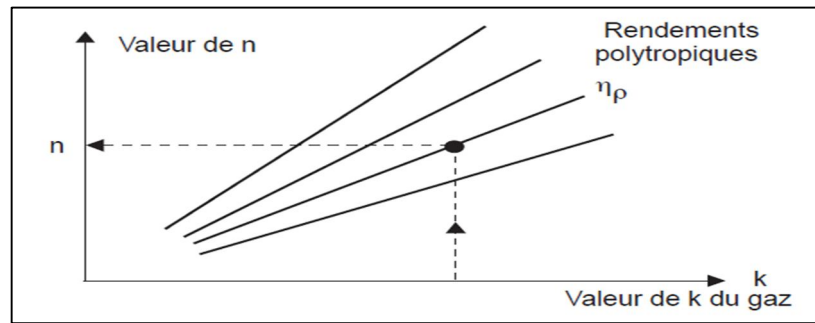


Figure 4 : diagramme n en fonction de k

Ce diagramme met en évidence que pour un gaz donné, pour une valeur de k, le coefficient n est d'autant plus élevé (le gaz s'échauffe d'autant plus) que le rendement poly tropique du compresseur est plus faible. (Voir figure 4).

Le rendement poly tropique d'un compresseur peut être évalué à partir d'un relevé des conditions de fonctionnement en adoptant la démarche suivante :

- détermination de la valeur du coefficient poly tropique n en utilisant le diagramme de la planche 5 à partir des valeurs du taux de compression et des températures d'aspiration et de refoulement
- détermination du rendement poly tropique en utilisant le diagramme de la planche 6 à partir des valeurs de n et de k

ii. Puissance de compression :

• Puissance communiquée au gaz :

La puissance communiquée au gaz dans un compresseur centrifuge s'exprime de la même manière que pour une compression isentropique, mais en tenant compte de l'augmentation réelle de température.

La puissance communiquée au gaz ou puissance indiquée (notée P_i) s'obtient par la relation suivante :

$$P_i = 2,31 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{T_{ref} - T_{asp}}{M} \cdot Q_m = 0,0278 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_{asp} \cdot \frac{T_{ref} - T_{asp}}{M} \cdot Q_{vasp}$$

T_{ref} : Température de refoulement réelle

Q_m : Débit masse (t/h)

Q_v : Débit volume (m³/h)

• Puissance absorbée par le compresseur :

À la puissance de compression du gaz doivent être ajoutées les pertes mécaniques des paliers, de la butée, de l'accouplement et du multiplicateur ainsi que la puissance nécessaire à l'entraînement de la pompe à huile si celle-ci est attelée. L'ensemble peut représenter entre 2 et 5 % de la puissance P_i .

Cette puissance absorbée par le compresseur est celle à fournir à l'accouplement par la machine d'entraînement.

$$P_{\text{compresseur}} = P_i + P_{\text{pertes}}$$

II. PRÉSENTATION DES COMPRESSEURS :

1. Différents types :

Toute machine transférant du gaz d'une enceinte vers une autre peut être appelée "compresseur". Cette famille de machines comprend également les supprimeurs, soufflantes, ventilateurs ou pompes à vide qui sont des appellations spécifiques à certaines applications industrielles.

En général il existe deux grandes familles de compresseurs : les compresseurs volumétriques et les turbocompresseurs. Dans les premiers, de beaucoup les plus importants en quantité, l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique. Dans les seconds, on élève la pression en convertissant, de façon continue, l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression. Cet échange d'énergie est dû à l'écoulement autour des aubages dans la roue.

Les compresseurs les plus couramment rencontrés dans les industries sont :

– **les compresseurs volumétriques :**

- les compresseurs volumétriques alternatifs à piston ou à membrane
- les compresseurs volumétriques rotatifs à palettes, à lobes, à vis ou à anneau liquide

– **les compresseurs dynamiques :**

- les compresseurs centrifuges, à une seule roue comme les ventilateurs ou les soufflantes, et les compresseurs multi étages avec plusieurs roues montées sur le même arbre ou sur des arbres différents (à multiplicateur intégré)
- les compresseurs axiaux parfois associés à une ou deux roues centrifuges

2. Les compresseurs volumétriques:

On divise cette famille en deux catégories

a. Les compresseurs alternatifs :

Le compresseur alternatif à piston, utilisant une technologie éprouvée connue depuis longtemps, est le plus utilisé des compresseurs volumétriques pour les puissances de 100 à 5000 kW.

De nombreuses applications dans les domaines du gaz naturel, du raffinage, font appel aux compresseurs à piston. Ils allient en effet robustesse, rendement simplicité et souplesse de fonctionnement. Il est particulièrement adapté aux gaz légers, aux forts taux de compression et aux puissances moyennes.

Ils sont entraînés généralement par des moteurs électriques mais aussi par des moteurs diesels ou par des turbines à gaz ou de vapeur. Leur vitesse de rotation est de 250 à 1800 tr/min.

Ces compresseurs réalisent la compression du gaz par la réduction du volume qui lui est offert, la variation du volume et le déplacement du gaz sont obtenue par le mouvement alternatif d'un piston à l'intérieur d'un cylindre. (Voir figure 5).

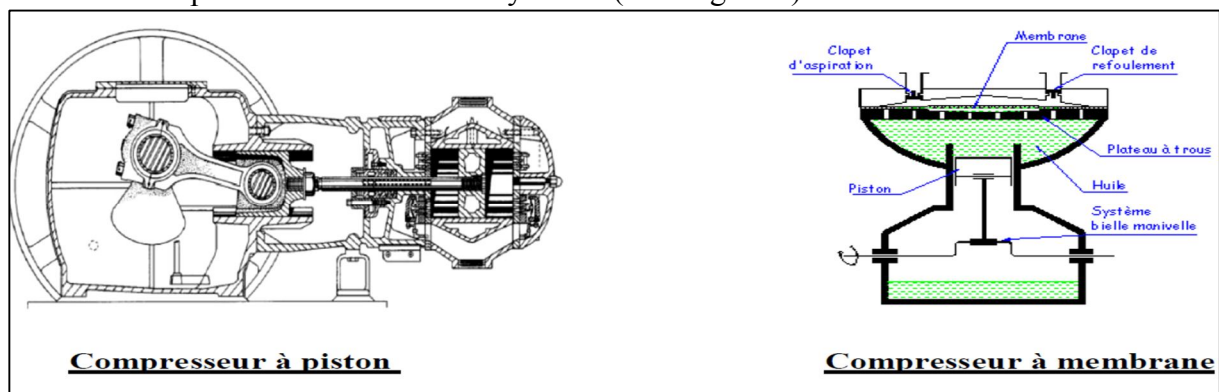


Figure 5 : compresseur alternatif.

b. Les compresseurs rotatifs:

Ces compresseurs tels que les compresseurs à piston compriment les gaz par réduction du volume.

Parmi ces appareils:

- les uns réalisant la compression progressivement dans une capacité fermée de volume, décroissent suivant un cycle semblable à celui qui est obtenu dans les compresseurs à piston.
- les autres transportent le gaz d'une enceinte à basse pression à une autre pression élevée, le cycle est alors tout à fait différent. Parmi ces compresseurs rotatifs:

On distingue les types suivants : (Voir figure 6).

- i. Compresseur à lobe ;
- ii. Compresseur à palettes;
- iii. Compresseur à vis : compresseur mono vis, compresseur à double vis;
- iv. Compresseur à anneau liquide.

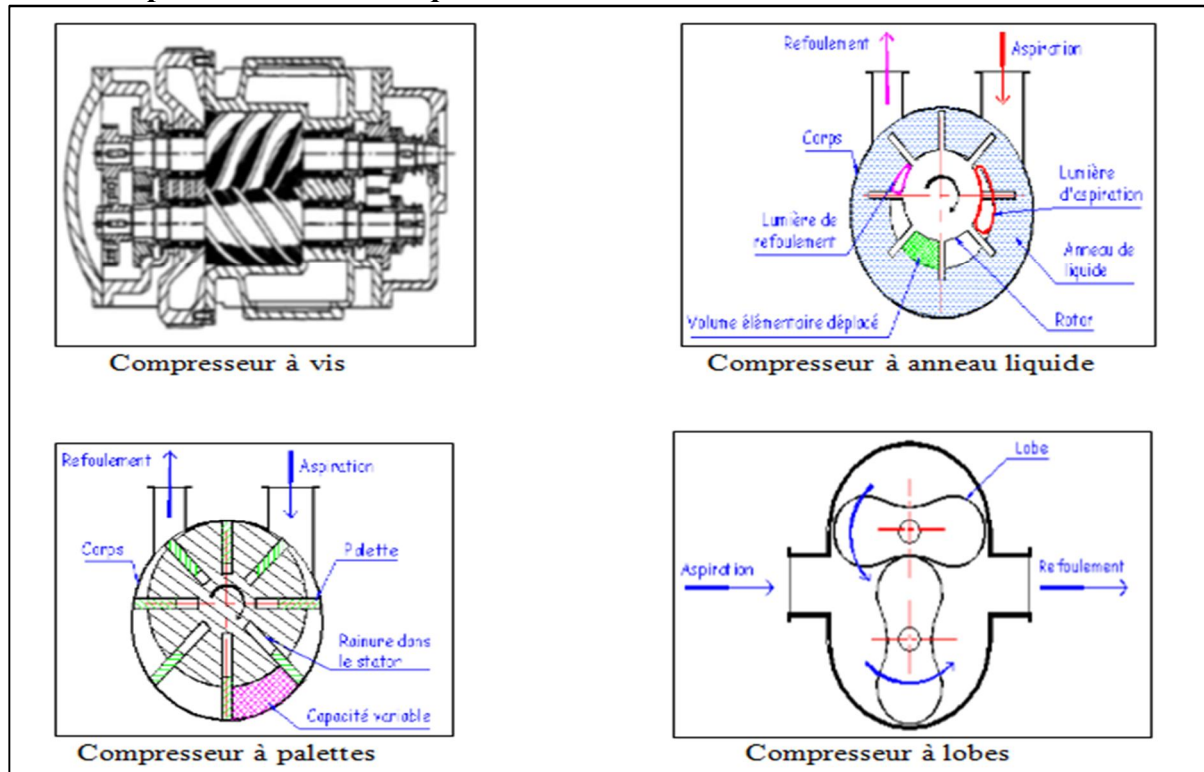


Figure 6 : compresseurs volumétriques rotatifs.

3. Les compresseurs turbocompresseurs :

Ces machines assurent la compression du gaz grâce à une force centrifuge due au mouvement de rotation des roues munies d'aubes ou d'ailettes.

Le gaz est entraîné dans les roues où il acquiert une grande vitesse qui sera transformée en pression, une partie dans la roue elle-même et une partie dans un diffuseur fixe.

Une étanchéité rigoureuse semblable à celle des compresseurs volumétriques n'est plus nécessaire et le rotor n'a aucun contact avec le stator ce qui rend le rendement mécanique excellent grâce à l'absence du frottement.

Les turbocompresseurs peuvent être des compresseurs centrifuges dans lesquels le parcours du gaz dans les roues est dirigé du centre vers la périphérie, ou des compresseurs axiaux dont le gaz évolue entre des aubages disposées sur un même cylindre, les premiers sont utilisés pour des hauteurs manométriques plus élevées, les seconds permettent d'obtenir de grands débits.

a. Les compresseurs axiaux :

Un compresseur axial est formé par la réunion en série d'un certain nombre de cellules axiales. Chacune comporte un aube mobile et un aube fixe.

Ils fonctionnent généralement avec des vitesses périphériques plus élevées par comparaison aux compresseurs centrifuges à savoir $u=200-300\text{m/s}$ dans les compresseurs stationnaires et même avec 400m/s pour les compresseurs reliés directement aux turbines.

Ils possèdent un bon rendement, dans le cas d'un grand débit, ils sont moins encombrants. (Voir figure 7).

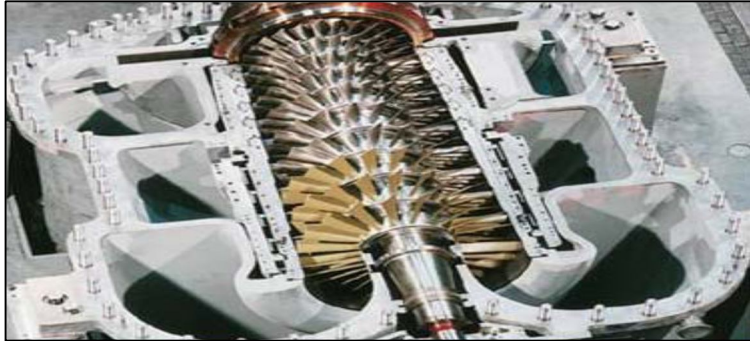


Figure 7 : compresseur axial.

b. Les compresseurs centrifuges :

Ils sont caractérisés par une grande vitesse de rotation et un rendement plus faible par rapport aux compresseurs axiaux (écoulement radial puis axial) les compresseurs centrifuges ont par contre un taux d'augmentation de pression par étage plus élevé.

L'organisation générale d'un compresseur centrifuge est semblable à celle d'un ventilateur centrifuge ou d'une pompe centrifuge.

Il se compose d'une roue, d'un diffuseur et d'une volute ; la vitesse de rotation est élevée (15000 tr/mn).

Ils sont particulièrement appréciés pour leurs fiabilités, car de par leur conception, ces machines ne génèrent aucun frottement métal sur métal ; la périodicité des entretiens atteint généralement de trois à cinq ans. (Voir figure 8).

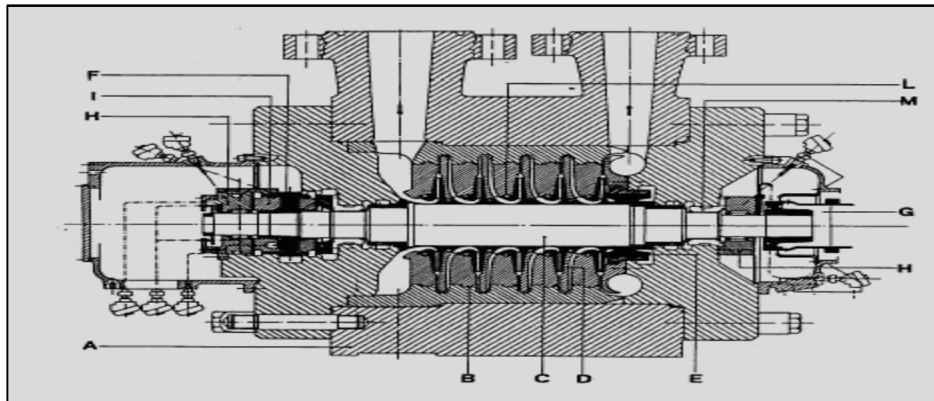


Figure 8 : compresseur centrifuge.

4. Domaines d'application :

Sur le diagramme ci-après sont précisés les domaines d'application des machines citées précédemment. Ces domaines sont définis par la pression de refoulement et par le débit volume aspiré. (Voir figure 9).

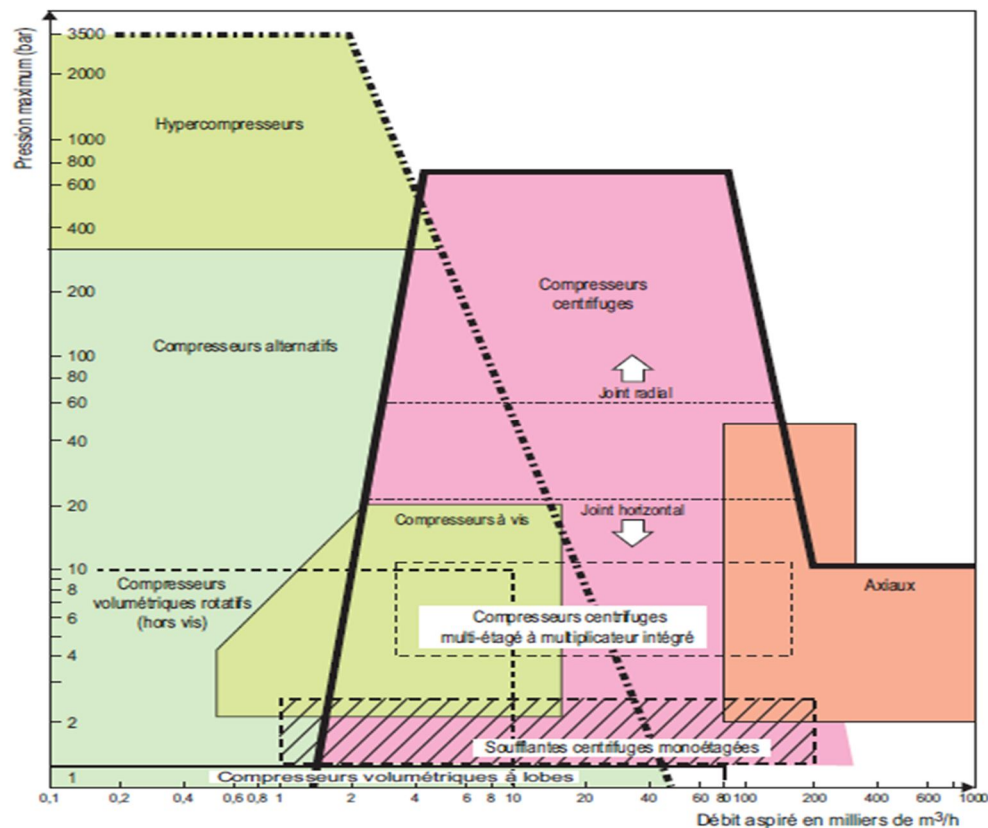


Figure 9 : domaines conventionnels d'utilisation des différents types de compresseurs.

5. Fiabilité :

La sûreté de marche des compresseurs centrifuges et axiaux est très bonne, mais les incidents conduisent généralement à des coûts de maintenance très élevés et à l'arrêt de l'installation. Cette grande fiabilité permet de se passer de machine de secours.

Un compresseur volumétrique à piston, par contre, est beaucoup moins fiable mais les interventions d'entretien sont habituellement peu onéreuses. Afin d'assurer une marche en continu de l'unité, ces machines sont très souvent doublées, ce qui représente un investissement dormant élevé.

Les compresseurs volumétriques rotatifs ont en général une bonne fiabilité. Ils sont utilisés pour des applications bien précises ; compresseurs à vis ou à palette pour la compression d'air ou de fluide frigorigène ; pompe à anneau liquide pour faire du vide ; compresseur Roots pour le transport pneumatique.

6. Comparaison entre les différents types des compresseurs :

Le tableau ci-dessous nous donne une comparaison entre les différents types des compresseurs selon leur débit, pression, rendement et leur mouvement.

Types		Mouvement linéaire	Mouvement Rotatif	Débit	Pression	Rendement
Volumétriques	Alternatifs	+		Faible à moyen	élevé	Très bon
	Rotatifs		+	Faible	basse	Faible
Turbo compresseurs	Centrifuge		+	Important	élevé	très bon
	Axial		+	Très important	basse	très bon

a. Avantages et inconvénients des différents types :

Le tableau ci-dessous fait une synthèse des avantages et inconvénients relatifs aux différents types de compresseurs.

i. Avantage :

Compresseurs volumétriques		Compresseurs dynamiques	
Alternatifs	Rotatifs	Centrifuge	Axiaux
Bien adaptés aux petits débits Peuvent véhiculer du gaz à toutes les pressions Relativement souples à exploiter Meilleur rendement	Peuvent véhiculer du gaz dans une large plage de débit Débit régulier Fiabilité satisfaisante Véhicule les matières toxiques.	Bien adaptés aux moyens et grands débits de gaz Relativement souple à exploiter Excellente fiabilité	Très bon rendement Bien adaptés aux très grands débits et aux pressions modérées Excellente fiabilité

ii. Inconvénients :

Compresseurs volumétriques		Compresseurs dynamiques	
Alternatifs	Rotatifs	Centrifuge	Axiaux
Débit pulsé Fiabilité moyenne au niveau des soupapes Avoir une machine en secours Vibrations importantes	Peu appliqué aux hautes pressions	Pas adapté aux faibles débits Pompage à faible débit rend l'exploitation délicate	Rotors de grande taille, délicats à construire et coûteux

I. DESCRIPTION DES COMPRESSEURS ALTERNATIFS A PISTON.

1. Disposition et principaux éléments constitutifs.

a. Disposition:

i. Disposition générale :

• Disposition horizontale :

Cette disposition est actuellement la plus courante sur les compresseurs de gaz et sur la plupart des compresseurs d'air de grande dimension. (Voir figure 1).

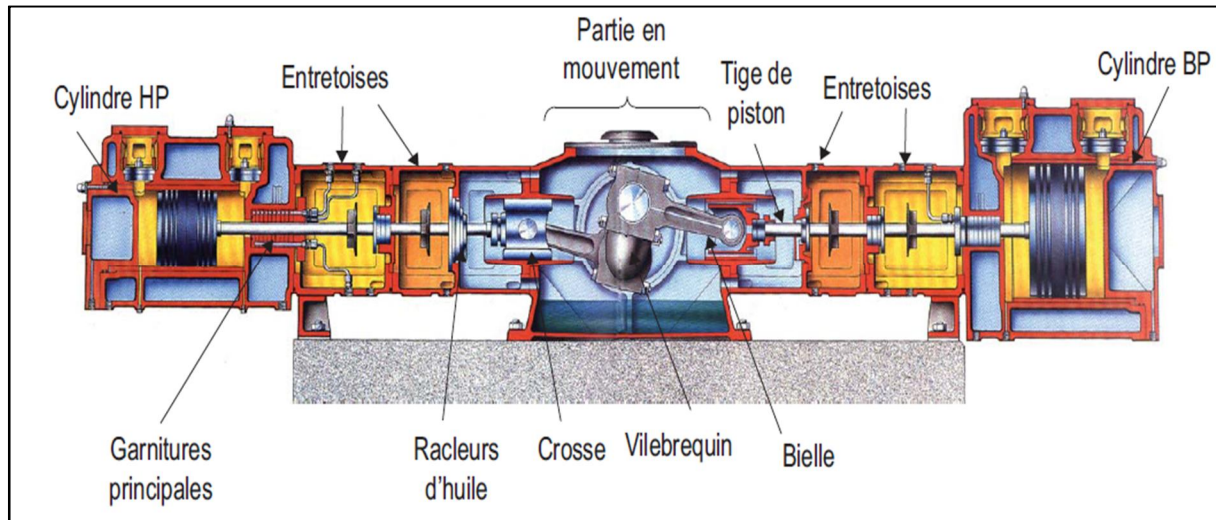


Figure 1: disposition horizontal d'un compresseur à piston (double effet).

• Disposition verticale :

Cette disposition se rencontre principalement sur des compresseurs de gaz frigorifiques (exemple : compresseur pour refroidir le stockage de GPL) mais aussi sur du CO ou de l'oxygène. Elle permet notamment de réduire le frottement du piston sur le cylindre et donc de réduire l'usure des cylindres et des segments. (Voir figure 2).

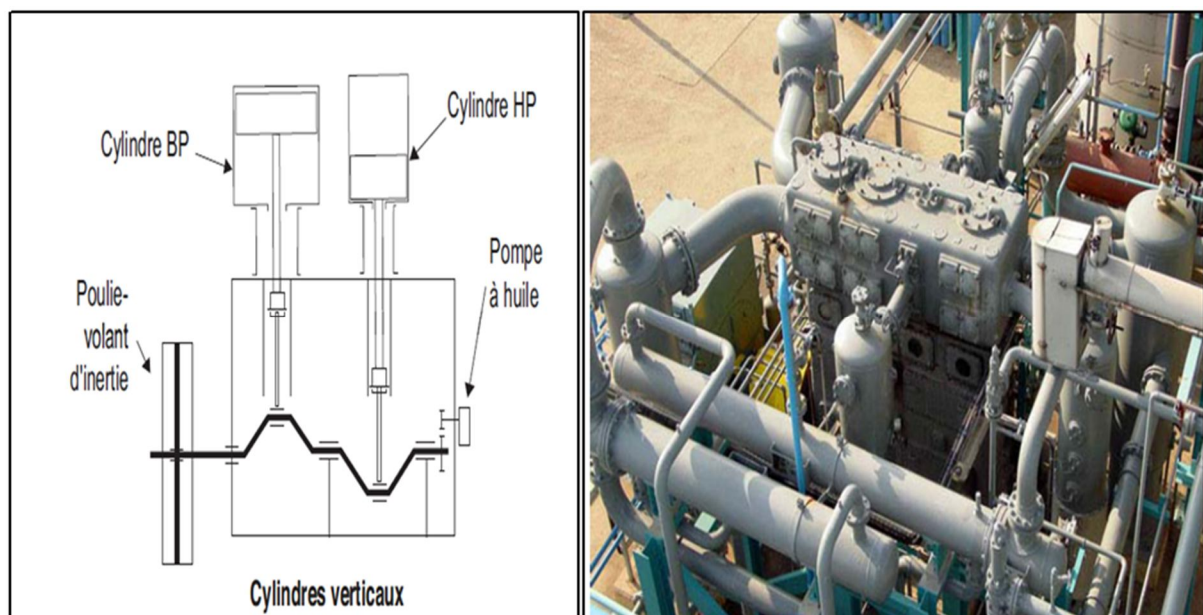


Figure 2 : disposition verticale d'un compresseur à piston.

- **Disposition en V :**

Les compresseurs frigorifiques (en général simple effet) et les compresseurs d'air comprimé (simple ou double effet selon la taille) sont les principales applications utilisant cette disposition. Il existe quelques exemples d'application en gaz procédé toujours à 2 effets (raffinerie ou usine chimique).

On rencontre également des compresseurs en "Vé" (sur 2 "lignes") simple effet essentiellement avec 2 à 8 cylindres par ligne ou avec 3 lignes de pistons disposés en "W". Ils sont utilisés dans les groupes froids. (Voir figure 3).



Figure 3 : compresseurs en "Vé".

- **Disposition en L :**

Disposition ancienne pour des compresseurs d'air double effet 2 étages. (Voir figure 4).

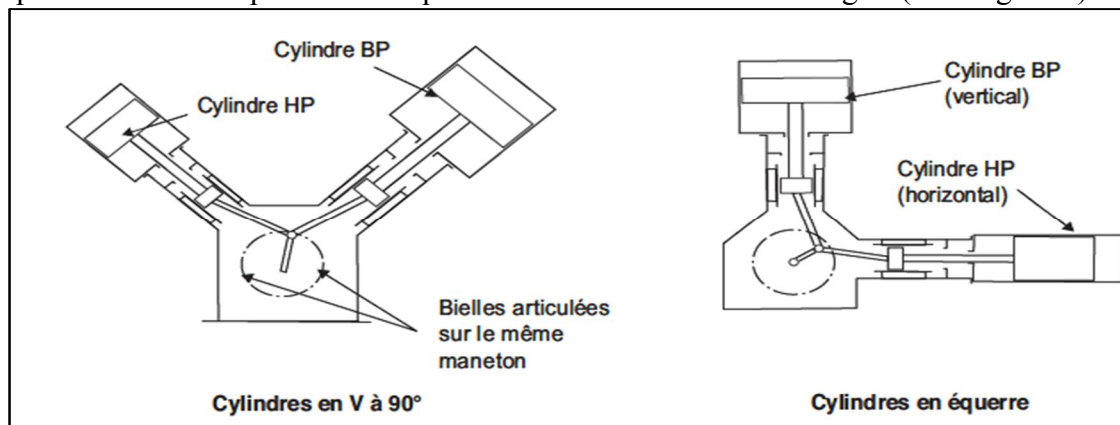


Figure 4 : compresseur d'air 2 étages.

ii. Disposition des cylindres :

En plus de la disposition générale du compresseur, les cylindres peuvent être conçus pour fonctionner :

- **en parallèle (mono-étagé) :**

Les cylindres sont de même taille, les lignes d'aspiration et de refoulement sont communes, les ballons peuvent être communs (machines de petite taille) ou indépendants (grosses machines). Les clapets sont disposés de manière identique sur les 2 cylindres. (Voir figure 5).

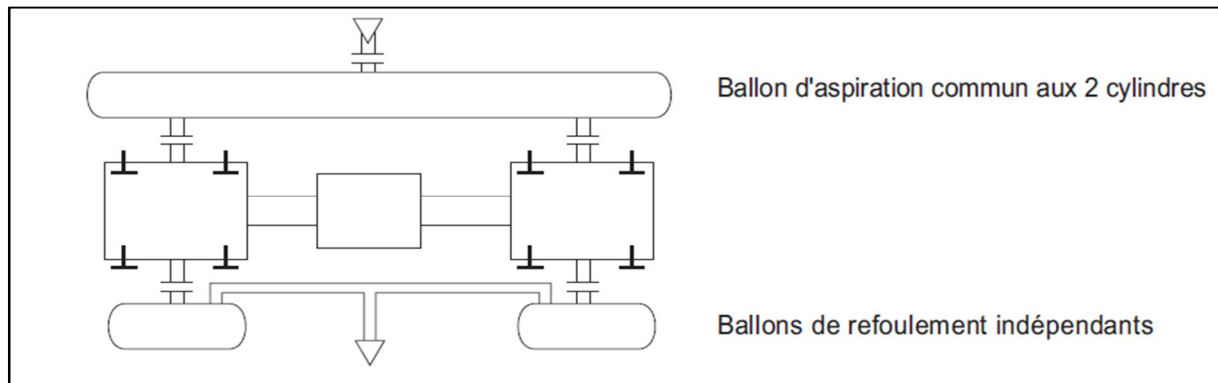


Figure 5 : disposition des cylindres (en parallèle).

- **en série (bi-étagée ou multi-étagée) :**

Les cylindres sont d'autant plus petits que l'on monte en étage, la ligne reliant les étages passe par un échangeur éventuellement intégré dans les ballons antipulsatoires. Les clapets d'un étage sont généralement inversés par rapport à l'étage précédent. (Voir figure 6).

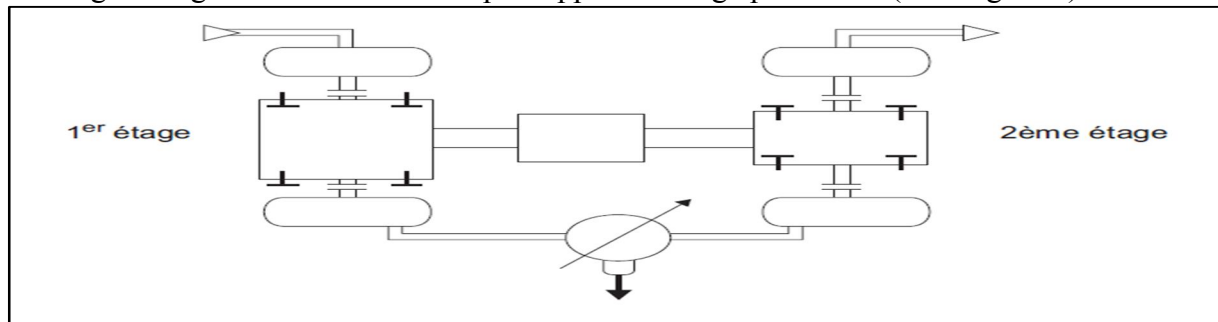


Figure 6 : disposition des cylindres (en série).

b. Les cylindres et les ballons antipulsatoires :

i. Les cylindres :

Les cylindres sont connectés aux conduites d'aspiration et de refoulement, reçoivent le piston, les clapets, la garniture d'étanchéité, ont une ou des chambres à eau pour leur refroidissement. (Voir figure 7).

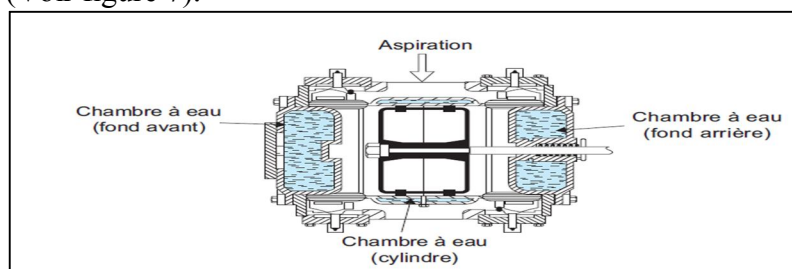


Figure 7: les chambres à eau.

Certains cylindres sont équipés d'une ou plusieurs injections d'huile de lubrification. Compte tenu de toutes ces fonctions, un cylindre a de nombreux espaces creux avec des positions relatives très précises ce qui rend son élaboration relativement complexe.

Les cylindres doivent contenir le gaz sous pression ou sous vide. Leur résistance mécanique est assurée par les matériaux choisis, les épaisseurs et le processus d'élaboration. On trouve ainsi comme matériaux, les fontes grises et GS, fontes spéciales et différents aciers mis en forme soit par moulage soit par usinage (acier seulement). Le moulage est facile à réaliser avec les fontes, un peu plus complexe avec les aciers.

L'usinage, solution très onéreuse, est réservé aux très fortes pressions donc dans des tailles réduites.

Dans de nombreux cas les cylindres sont équipés de chemise en fonte, pièce d'usure par le frottement des segments, permettant un bon comportement en frottement mais aussi une réparation aisée de la zone d'usure par remplacement de la chemise.

ii. Ballons antipulsatoires:

Les ballons antipulsatoires ont pour but de limiter les oscillations de pression dans les conduites mais aussi d'empêcher l'établissement dans les tuyauteries d'aspiration et de refoulement d'ondes acoustiques stationnaires.

En effet, ces ondes stationnaires créent des pulsations de pression dont la fréquence est fonction notamment de la vitesse du son qui perturbent fortement le fonctionnement des clapets.

Une mauvaise conception des ballons peut entraîner des vibrations désastreuses pour le compresseur et l'installation : dysfonctionnement des clapets, fissuration des ballons et conduites notamment. Elles servent également à piéger les particules de liquide contenues dans le gaz, leur purge doit donc être dans ce cas régulièrement effectuée. (Voir figure 8).

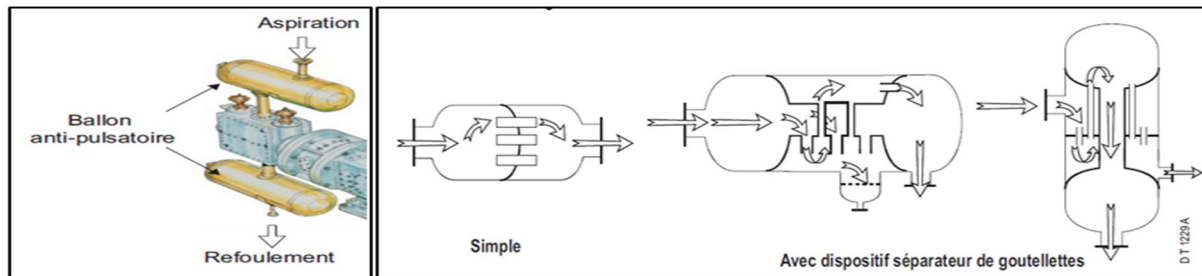


Figure 8 : Divers agencements de bouteilles antipulsatoires.

iii. Espaces morts additionnels :

Les espaces morts additionnels (aussi appelés poches) permettent de modifier le débit d'un effet. Cet équipement se trouve essentiellement sur l'effet extérieur.

• Espaces morts à volume fixe :

Il donne à l'effet sur lequel il est monté la possibilité de 2 débits. Grand débit lorsque la poche n'est pas en service, petit débit lorsque la poche est en service. Dans de nombreuses applications cet espace mort est commandé par un servomoteur pneumatique à membrane ou à piston. (Voir figure 9).

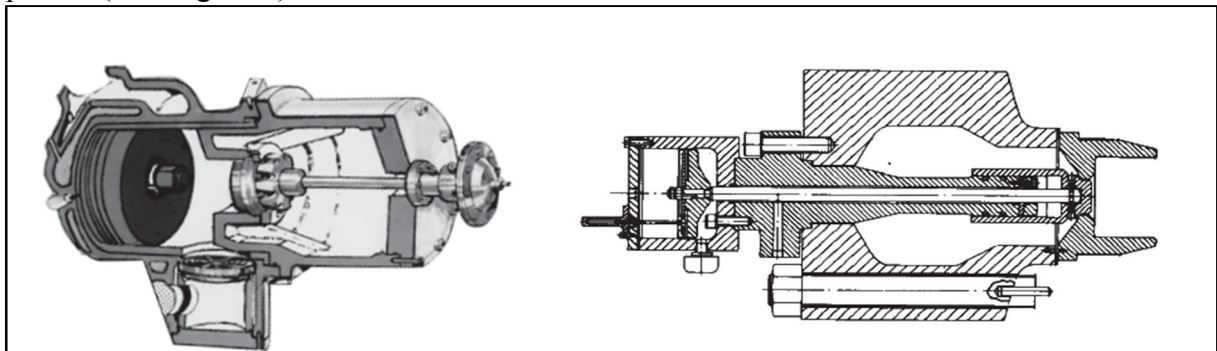


Figure 9 : Poche à commande pneumatique.

• Espaces morts à volume variable :

Ils peuvent donner, grâce à un piston que l'on déplace, un espace mort variable. La commande est généralement manuelle car difficile à automatiser. (Voir figure 10).

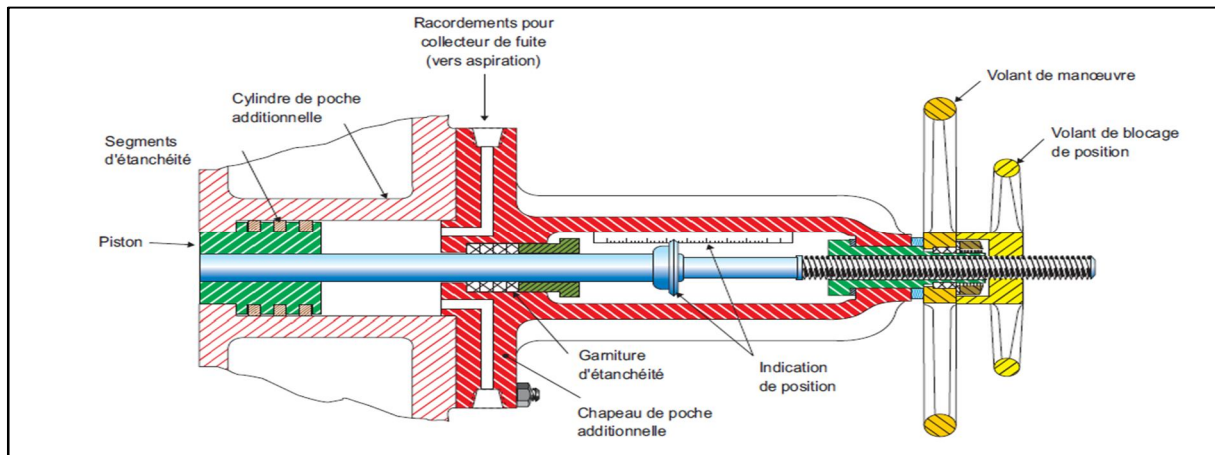


Figure 10 : Exemple de poche additionnelle à volume variable.

c. Le piston et la segmentation :

i. Le piston :

Les pistons sont conçus soit monoblocs, soit démontables en deux ou trois parties. Le matériau sélectionné est très souvent de l'aluminium, quelquefois de la fonte (problème de la masse avec risque d'usure importante).

Le positionnement axial du piston dans le cylindre doit permettre à chaud de répartir les espaces morts sur les 2 côtés du piston. On admet en général un tiers du jeu axial total à l'intérieur pour deux tiers vers l'extérieur afin de tenir compte des effets de la dilatation des différents éléments. (Voir figure 11).

Le piston comporte des rainures pour le montage de la segmentation :

- sur les compresseurs lubrifiés : la segmentation assure l'étanchéité et le centrage du piston dans le cylindre.
- sur les compresseurs non lubrifiés : le piston doit être supporté par une segmentation porteuse, une seconde segmentation étant destinée à assurer la fonction étanchéité. Cette segmentation doit être faite dans un matériau permettant le frottement sans grippage et avec une usure minimale.

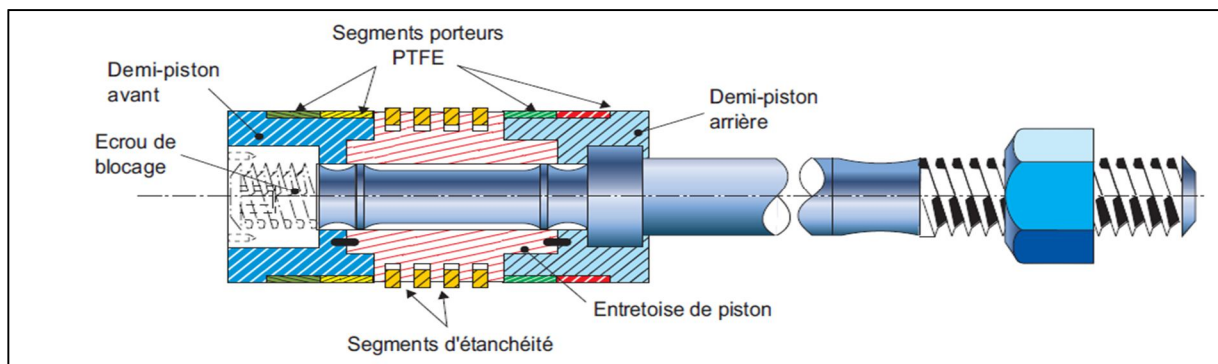


Figure 11 : Piston en trois éléments pour cylindre sec.

ii. La segmentation d'étanchéité :

• Principe :

Le fonctionnement des segments d'étanchéité est basé sur les pertes de charge occasionnées par le passage du gaz à travers les coupes et les jeux de la segmentation.

La répartition du gradient de pression sur un piston à quatre segments ainsi que les pressions agissant sur le segment est représentée sur la figure ci-après. (Voir figure 12).

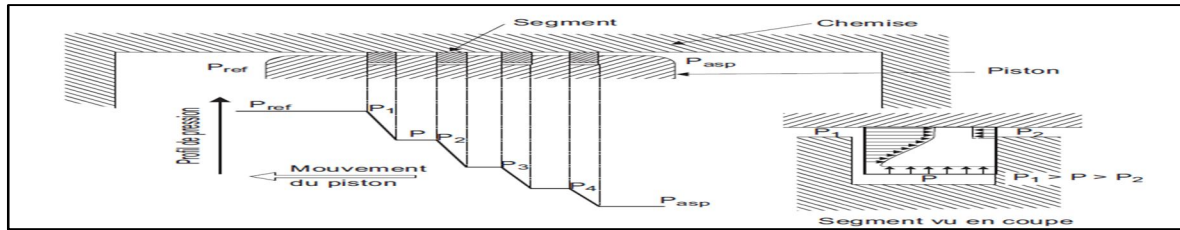


Figure 12 : Équilibre de pression autour d'un segment.

On constate que chaque segment est soumis à une différentielle de pression ΔP . On considère qu'un segment peut admettre une ΔP de 20 à 30 bars ; valeur qui peut paraître énorme sur un compresseur d'air refoulant à 8 bars ($\tau = 9$ et une $\Delta P = 8$ bar), mais très faible sur un compresseur de procédé portant la pression du gaz de 100 à 300 bars ($\tau = 3$ et $\Delta P = 200$ bar). En fait sur le piston, on place toujours au minimum 2 ou 3 segments, et en fonction de la pression il est possible d'en trouver jusqu'à 7 ou 8.

Sous l'effet de la ΔP , le segment est plaqué contre la paroi du cylindre par la pression agissant sur le diamètre intérieur.

Il est vital pour le fonctionnement du compresseur que ce gradient puisse s'inverser avec les changements de sens de déplacement du piston dans le cylindre.

iii. La segmentation porteuse:

Elle est utilisée sur les services secs. Son rôle est de supporter et de guider le piston dans le cylindre.

Cette segmentation ne doit pas contribuer à l'étanchéité, car elle augmenterait les efforts, dus à la pression, qui agissent sur l'anneau et réduirait sa durée de vie.

Sur de grosses machines lubrifiées, certains pistons sont portés par un patin en matériau de frottement (bronze, régule) placé sous le piston. Ce patin est en général serti sur le piston.

Sur certaines machines anciennes, le piston possède une tige sur ses deux effets, la tige côté extérieure traverse le cylindre et vient se loger dans une chambre munie d'un palier de guidage, l'extrémité de la tige étant elle-même équipée d'un patin, généralement en bronze. (Voir figure 13).

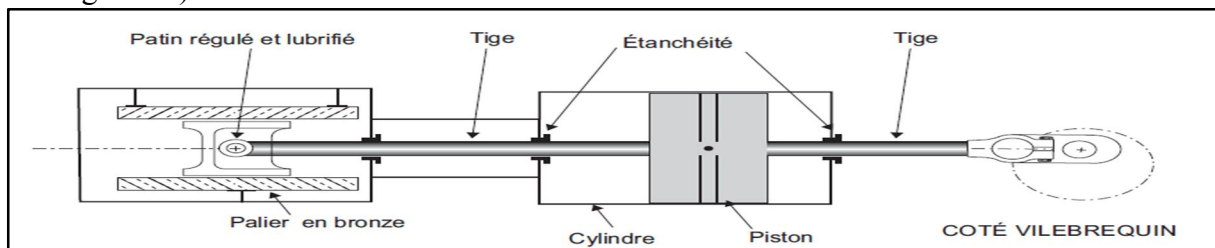


Figure 13 : Compresseur à porteur extérieur.

d. Les soupapes :

Les soupapes évitent le retour du gaz vers les espaces de moindre pression. Elles sont placées dans le cylindre, tenues par une lanterne, elle-même fixée par un chapeau (ou couvercle) de soupape. (Voir figure 14).

Les soupapes sont très nettement les éléments les plus "fragiles" des compresseurs alternatifs. Les progrès réalisés depuis quelques années dans leur conception (forme, matériaux notamment) ont permis d'atteindre des durées de vie de plus d'un an même sur des applications sévères.

Les soupapes sont équipées de clapets de conception très particulière car devant s'ouvrir ou se fermer entre 5 et 20 fois par seconde, le temps d'ouverture des clapets est souvent inférieur aux 1/100 secondes.

Le clapet est en outre soumis à de nombreuses contraintes comme par exemple :

- la différentielle de pression à supporter lorsqu'il est fermé.
- la violence de l'ouverture et souvent de la fermeture.
- les effets de collage entre clapet et siège notamment en présence d'huile.
- l'effet érosif des particules de liquide bloquées entre siège et clapet.
- les dépôts charbonneux dus au craquage de l'huile.

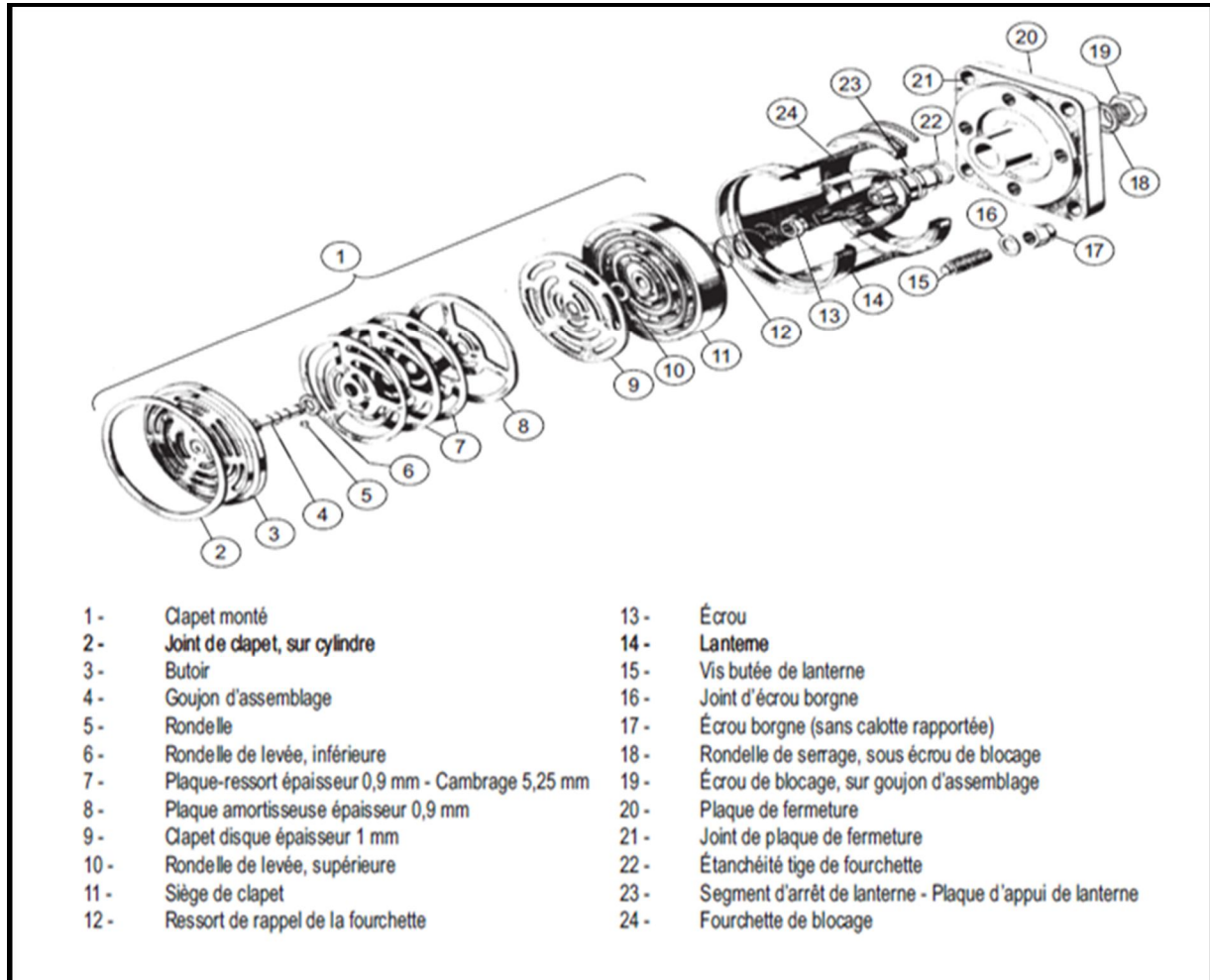


Figure 14 : Vue éclatée d'une soupape d'aspiration.

e. La tige et les étanchéités :

Entre le cylindre où règne le gaz sous pression et le bâti dans lequel il y a vilebrequin et bielles en présence de l'huile de graissage, un certain nombre de pièces sont nécessaires : une tige pour relier coulisseau et piston, un système assurant l'étanchéité du gaz (1 ou 2 garnitures) et de l'huile (racleur d'huile), des chambres appelées "entretoises" pour récupérer les fuites gazeuses et liquides.

i. La tige de piston :

La tige de piston relie le piston et le coulisseau. Elle doit être conçue pour supporter un effort alternativement de compression et de traction dû à la poussée sur le gaz sur l'effet avant puis sur l'effet arrière. Elle doit donc avoir une section en relation avec la force transmise.

En plus de l'effort dû à la compression du gaz, la tige doit accélérer et ralentir le piston, ce qui entraîne une force supplémentaire dans la tige. Cette force d'inertie est liée à la valeur de l'accélération (donc à la course et à la vitesse) et à la masse du piston.

Elle peut représenter sur les machines ci-dessus une valeur de l'ordre de 10 à 40 % de la force due à la compression.

Les systèmes d'accrochages, fixes sur le piston et souvent réglables sur le coulisseau, doivent être particulièrement étudiés pour ne pas risquer de se rompre.

Côté piston, la fixation est généralement assurée par un écrou.

Côté coulisseau, on trouve soit une tige dont l'extrémité filetée vient se visser dans le coulisseau avec un système de frein pour éviter tout risque de desserrage (contre écrou, clavette, système à pincement) soit une tige avec une "tête" bloquée par une bride vissée sur le coulisseau. (Voir figure 15).

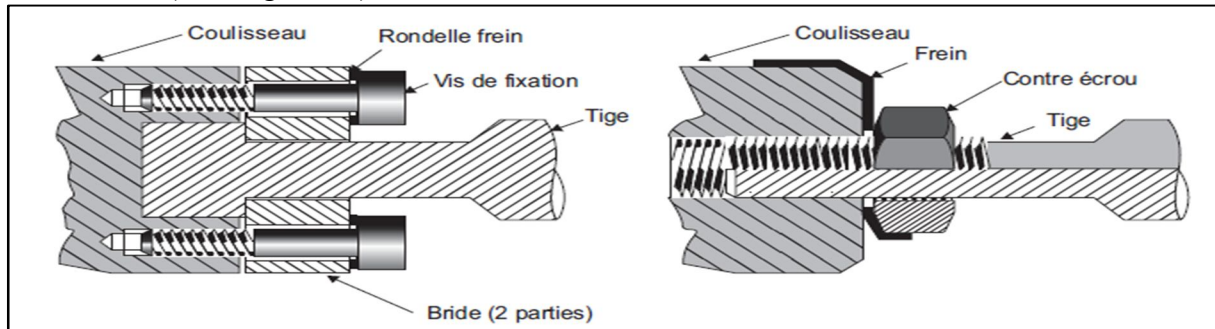


Figure 15: les systèmes d'accrochages.

Sur la tige frottent les garnitures d'étanchéité. Pour réduire l'usure et avoir une bonne durée de vie, la tige est traitée par un durcissement de surface (nituration, chromage dur, etc.) et une finition d'excellente qualité (rectification ou même polissage).

La tige doit avoir un déplacement aussi rectiligne que possible. Les mouvements vertical et radial peuvent provenir d'un mauvais montage, mais le mouvement vertical appelé saut de tige est souvent dû à l'usure des segments du piston. Le saut de tige peut être suivi au moyen d'un détecteur électronique de position.

ii. Les entretoises :

L'API impose diverses dispositions de montage des entretoises séparant la partie mouvement de la partie compression. Le choix entre ces différentes dispositions dépend du gaz véhiculé et de la lubrification.

Lorsqu'il s'agit de s'assurer que la tige de piston n'entraîne pas d'huile de la partie mouvement vers la partie garniture de tige ou cylindre, le choix se porte alors sur une entretoise longue dont la longueur est supérieure à la course du piston (cas des pistons secs). (Voir figure 16).

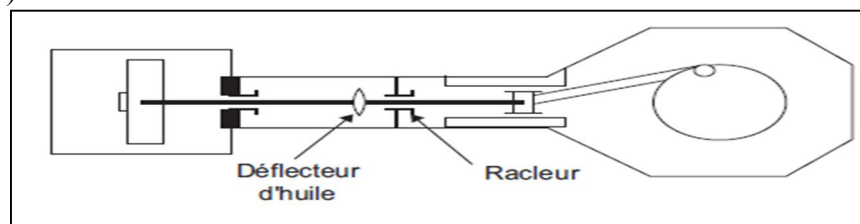


Figure 16 : Entretoise longue pour piston sec.

Lors de la compression de gaz toxiques, inflammables ou réagissant avec les vapeurs d'huile, ou l'huile du carter (oxydation rapide, risque d'explosion), le choix se porte alors sur une double entretoise ou un double compartiment permettant :

- d'éviter que la tige de piston ne soit alternativement dans le compartiment côté cylindre et dans le carter mouvement
- d'évacuer les fuites éventuelles de la garniture de tige vers l'atmosphère en point haut, vers la torche ou vers un ballon de recyclage
- d'évacuer les fuites d'huile de la partie mouvement et des garnitures

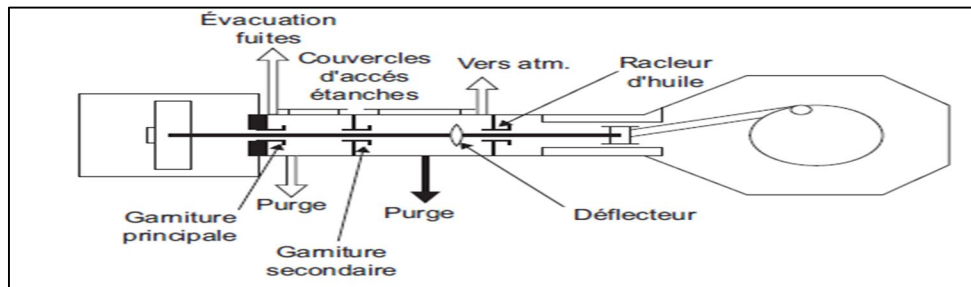


Figure 17 : Double entretoise pour gaz toxiques ou dangereux.

iii. Les garnitures d'étanchéité :

Elles sont pratiquement toujours constituées d'anneaux serrés sur la tige par des ressorts. Compte tenu d'un saut de tige même faible inévitable, les anneaux doivent pouvoir se déplacer radialement.

Pour cela on les place dans des cuvettes dont la surface en contact avec l'anneau doit être très bien finie pour éviter un frottement trop important lorsque l'anneau bouge.

Le nombre d'anneaux à placer dans un boîtier approprié dépend de la pression à étancher et du type d'anneau. On peut avoir jusqu'à 12 ou 15 anneaux pour une pression de 70 bars et seulement 2 ou 3 pour la garniture secondaire (entre les 2 entretoises). (Voir figure 18).

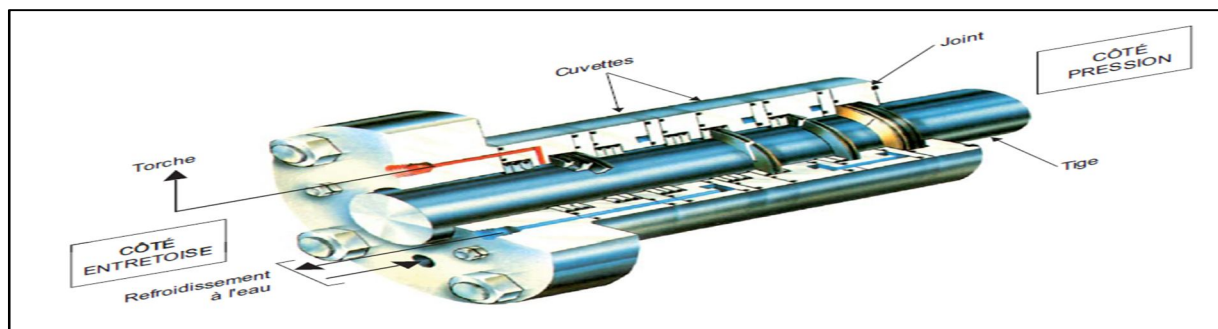


Figure 18 : la garniture d'étanchéité.

• Refroidissement :

Lorsque le gaz est particulièrement chaud et que les frottements des anneaux sur l'arbre sont importants (pression élevée) il est indispensable d'évacuer la chaleur autour des cuvettes par un circuit de refroidissement (voir schéma ci-dessus).

• Lubrification :

Selon les matériaux utilisés il peut être nécessaire de lubrifier le frottement entre anneaux et tige de piston. Cette huile "perdue" va d'une part dans le cylindre et d'autre part dans les entretoises. Une purge est prévue sur les entretoises pour permettre d'évacuer cette huile.

La présence éventuelle de gaz dans ces entretoises et notamment dans la 1ère peut rendre l'opération de purge dangereuse.

Les anneaux en fonte ou en bronze nécessitent cette lubrification.

Les matériaux plastiques PTFE chargés, PEEK peuvent fonctionner sans huile.

iv. Les garnitures d'étanchéité des tiges de piston :

• Principe de fonctionnement :

On retrouve ici le même principe de fonctionnement que la segmentation, c'est-à-dire l'utilisation d'anneaux créant des pertes de charge réduisant la fuite mais ne l'annulant jamais.

Ces anneaux sont soit en contact avec la tige et donc doivent avoir la possibilité dans leur conception de pouvoir compenser leur usure et en plus tenir à la température créée par le frottement qui vient s'ajouter à la température du gaz, soit, sans contact avec la tige de piston, mais laisse alors passer un débit de gaz entre la tige et cet anneau.

Dans les deux cas, il ne faut pas qu'un saut de tige occasionne d'efforts de frottement supplémentaires, d'où l'utilisation d'anneaux dits "flottant" dans des cuvettes.

- **La boîte à garniture :**

L'ensemble des éléments constitué par la cuvette et l'anneau d'étanchéité compose la boîte à garniture. Ces éléments sont assemblés par l'intermédiaire de tiges filetées, puis placés et bloqués dans le fond de cylindre par l'intermédiaire d'une bride boulonnée sur ce fond de cylindre. (Voir figure 19).

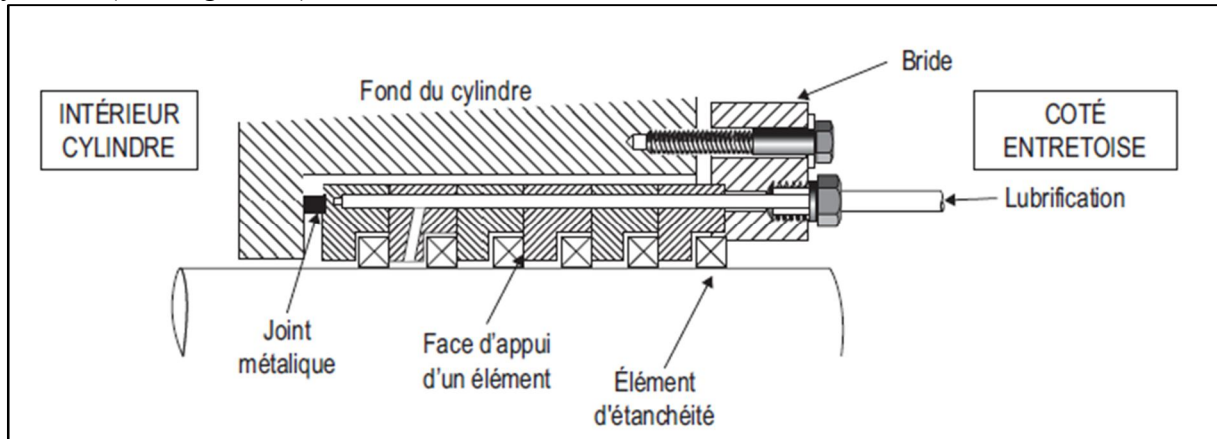


Figure 19 : Exemple de montage des cuvettes dans une garniture.

Certaines cuvettes sont équipées, lorsqu'il est indispensable d'évacuer les calories dues au gaz et aux divers frottements (pression supérieure à 50 bars par exemple), d'une circulation de refroidissement ; l'étanchéité de ce dispositif étant assurée par contact métal sur métal entre les faces d'appui des cuvettes ou par l'intermédiaire de joints toriques.

Sur les services lubrifiés, ces mêmes cuvettes permettent d'assurer l'apport de lubrifiant en fond de boîte de garniture.

La bride de la boîte de garniture comporte sur sa face extérieure un certain nombre d'orifices permettant la lubrification, le refroidissement et le dégazage. Ces orifices sont en général repérés, ainsi que le positionnement de toutes les cuvettes les unes par rapport aux autres. (Voir figure 20).

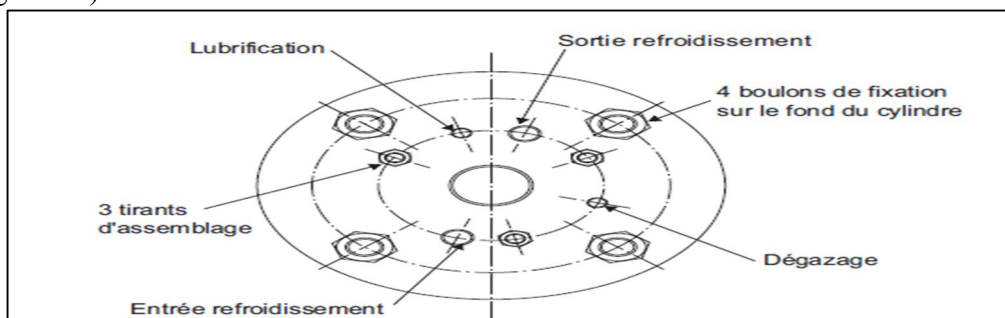


Figure 20 : Bride de la boîte à garniture.

- **Récupération des fuites de gaz des garnitures mécaniques :**

De façon traditionnelle les fuites sont récupérées d'une part dans la garniture vers les derniers anneaux et d'autre part dans la 1ère chambre. Ces fuites sont par exemple mises à la torche. La 2ème chambre doit seulement récupérer les fuites de la garniture secondaire. Elles sont envoyées alors à l'atmosphère.

Pour de nombreuses applications, cette solution n'est pas idéale car il y a une fuite vers l'atmosphère qui peut être polluante, il y a également un risque d'envoyer du gaz dans le bâti avec fuite par le reniflard. Cette disposition a pu occasionner des accidents et pannes tels que :

- une fuite de gaz chargé d'H₂S par le reniflard
- explosion du bâti par hydrogène qui s'y trouvait
- arrêt du compresseur pour réparation suite à une très forte dégradation de la qualité de l'huile polluée par de l'H₂S

On améliore le système d'étanchéité par l'injection d'azote dans la 2ème entretoise à une pression toujours supérieure à celle de la 1^{ère}. (Voir figure 21).

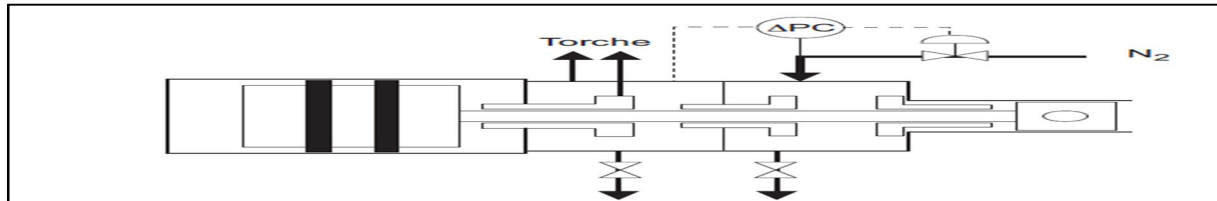


Figure 21 : l'injection d'azote dans la 2ème entretoise.

Actuellement sur les équipements récents et selon les recommandations de l'API on récupère en principe la totalité de la fuite dans la garniture en faisant un barrage à l'azote. Dans cette disposition la première chambre est mise à l'atmosphère ou sous azote. La deuxième n'a pratiquement plus de risque de recevoir du gaz du compresseur. On peut cependant y trouver un 2ème barrage à l'azote soit sur la 2ème chambre, soit sur le racleur d'huile.

v. Le racleur d'huile :

Il est situé sur la tige à la sortie du bâti. Son rôle est de récupérer l'huile mouvement se trouvant sur la tige en la renvoyant dans le carter. Le mouvement du coulis et l'air qu'il déplace, quand la tige sort, tend à entraîner de l'huile en dehors du bâti.

Le racleur est généralement constitué de plusieurs anneaux serrés sur l'arbre par un ressort. Dans les dispositions préconisées par l'API, on injecte de l'azote entre 2 de ces anneaux pour faire barrage à l'entrée éventuelle de gaz dans le bâti.

vi. Garniture racleuse d'huile :

Afin d'éviter que l'huile ne pénètre dans l'entretoise, on prévoit des garnitures racleuses d'huile. Elles peuvent être en PTFE chargé, en métal blanc ou encore fritté. Les anneaux plastiques sont de plus en plus utilisés (rilsan, polyamide, ...).

Les garnitures frottant sur la tige (d'où le choix des matériaux) doivent récupérer l'huile dans une rainure et par des trous d'évacuation situés en partie basse ou sur la périphérie, puis ramener cette huile vers la partie mouvement. (Voir figure 22).

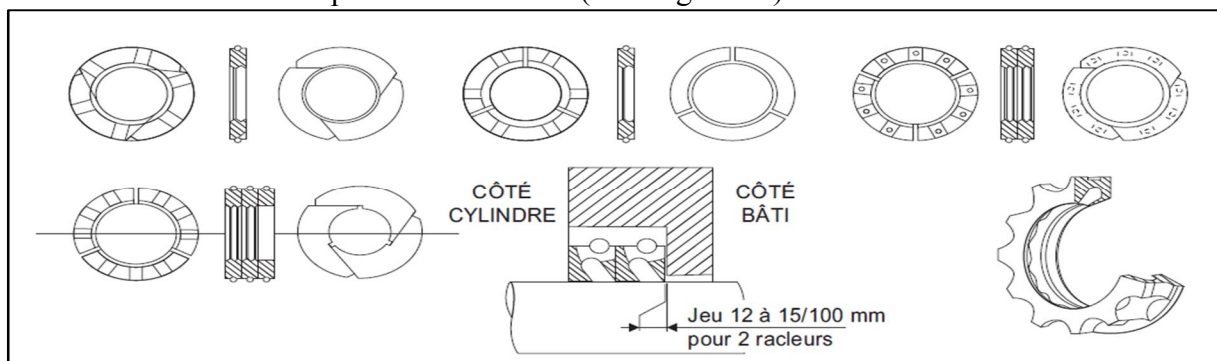


Figure 22 : Garniture racleuse d'huile.

f. La partie mouvement :

La partie mouvement est l'ensemble des pièces n'ayant a priori pris de contact avec le gaz. Elle comprend :

➤ le bâti :

Il est fixé sur un massif en béton généralement très lourd. Les glissières sont montées sur ce bâti. Son fond fait réservoir d'huile de lubrification et reçoit un certain nombre d'accessoires liés à la lubrification : niveau visuel et alarme, réchauffage, capteur de température. Un reniflard permet la "respiration" de cet espace.

Les paliers du vilebrequin sont liés au bâti.

➤ le vilebrequin :

Le vilebrequin est monté sur les paliers à roulements pour les petites machines, sinon sur des paliers lisses. La bielle est montée d'un côté sur la partie du vilebrequin appelée maneton de l'autre sur l'axe de bielle fixée dans le coulisseau. En dehors de machines frigorifiques simple effet ou de compresseurs en V, il n'y a qu'une bielle par maneton. Le vilebrequin est généralement percé d'un trou permettant d'amener l'huile de lubrification au maneton (tête de bielle) et en pied de bielle.

En extrémité il reçoit son système d'entraînement (accouplement, courroies) et un volant d'inertie.

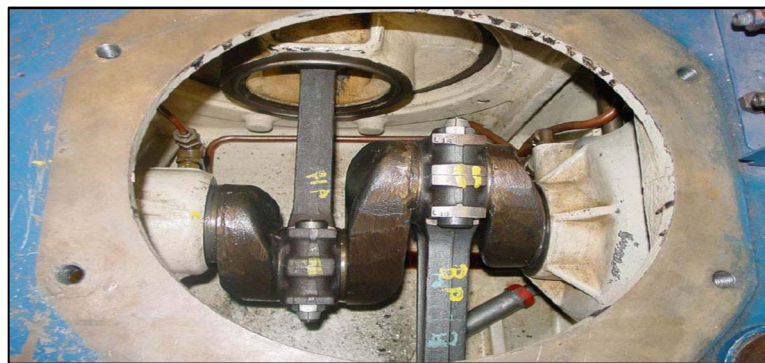


Figure 23 : vilebrequin de compresseur alternatif.

i. La bielle :

La tête de bielle est articulée autour du maneton du vilebrequin, le pied de bielle est articulé autour de l'axe de la crosse.

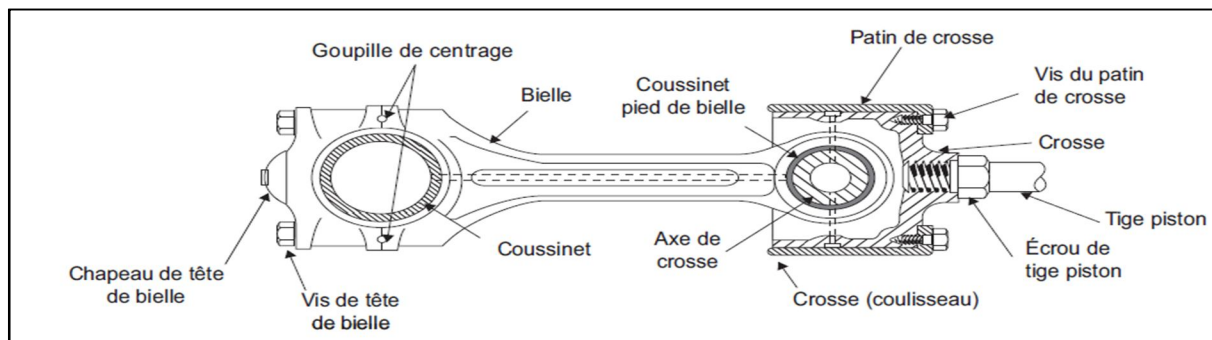


Figure 24 : l'articulation de la bielle.

ii. Le coulisseau (ou crosse) :

Le coulisseau est d'une part lié au pied de bielle par l'axe de bielle et d'autre part à la tige de piston. Il se déplace dans une glissière.

2. Les auxiliaires :

a. Circuits de refroidissement :

Les cylindres, les fonds de cylindre et parfois les garnitures principales sont refroidis avec de l'eau.

C'est aussi le cas de l'huile de graissage.

Dans le cas où le gaz est dans les conditions d'aspiration à son point de rosée (le moindre refroidissement entraîne une condensation) il faut que l'eau soit plus chaude que le gaz. Dans les autres cas on a intérêt à avoir de l'eau aussi froide que possible.

Cette eau peut provenir du circuit d'eau de refroidissement de l'usine avec ou sans échangeur pour la réchauffer mais il y a toujours un risque d'encrassement ou colmatage des conduites et chambres à eau.

De plus en plus souvent, le système de refroidissement est réalisé en circuit fermé avec de l'eau, refroidi par aéroréfrigérant ou échangeurs à eau. Les principaux équipements de ce circuit sont doublés (pompes de circulation, échangeurs, filtres, ...) et des alarmes et sécurités sont prévues (pression basse, températures haute et basse, niveau du ballon tampon,...) (annexe).

b. Circuits de lubrification :

i. Lubrification du mouvement :

Il est indispensable de lubrifier les paliers du vilebrequin, les manetons et têtes de bielle, les axes de pied de bielle, les coulisseaux et leur glissière.

Le débit doit être suffisant pour assurer d'une part le film d'huile qui sépare les pièces en mouvement et d'autre part pour évacuer la chaleur produite par le frottement de ces pièces. Pour cela il faut que l'huile arrive avec une pression de l'ordre de 2 à 3 bars.

Si le débit est trop faible, situation qui peut arriver si la pression descend en dessous de 0,3 bar sur une longue période (plusieurs minutes), les paliers vont chauffer avec le risque de voir se détériorer les revêtements "antifriction". Une alarme et une sécurité de pression basse avec arrêt du moteur sont pratiquement toujours prévues.

Un manque total de lubrification des paliers les détruit très rapidement.

La pression d'huile est assurée par une pompe volumétrique généralement à engrenages et souvent attelée au vilebrequin et régulée par une soupape ou vanne de régulation. Compte tenu de la sécurité de pression basse et surtout pour éviter un démarrage avec des pièces de frottement sans huile, il faut pour pouvoir démarrer le moteur, que la pression d'huile soit établie dans le circuit. Ceci est réalisé soit avec une pompe manuelle (pompe Japy) soit par une pompe électrique qui s'arrête dès que le compresseur tourne (temporisation, pressostat sur huile, ...).

Les compresseurs alternatifs sont la plupart du temps entraînés par moteur électrique par l'intermédiaire d'un réducteur de vitesse. Ce réducteur a lui-même besoin d'un système de lubrification généralement indépendant du circuit de lubrification du compresseur. Ces systèmes peuvent être très simples par barbotage sans auxiliaire et sécurité particuliers ou beaucoup plus complet avec pompe(s), réfrigérant, filtre, sécurités, (annexe).

ii. Graissage mécanique du cylindre et garniture :

Ce graissage ne concerne que les cylindres lubrifiés.

Les cylindres reçoivent un apport d'huile à la goutte à goutte en un ou plusieurs points. La garniture est également lubrifiée.

La lubrification est alors assurée par des petites pompes à piston à cadence très réduite ($\approx 1/100$ de la vitesse de rotation) et à débit réglable. (Voir figure 25).

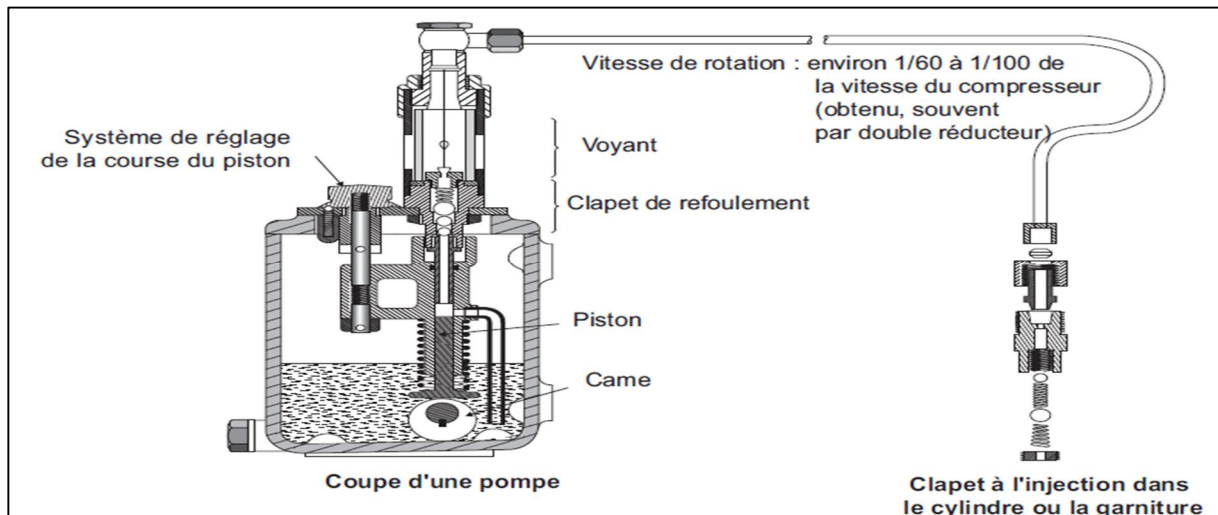


Figure 25 : graisseur mécanique — fonctionnement —

L'huile utilisée doit être compatible avec le gaz. Il ne doit notamment ni encrasser les clapets (dépôts charbonneux), ni les coller (effet de l'huile entre 2 surfaces), ni polluer le gaz. La consommation par cylindre est de quelques litres par jour pour un diamètre de piston de 300 mm.

L'huile se retrouve dans les cylindres et donc dans le gaz et en général sur toutes les pièces en contact avec le gaz (clapets, conduites, ballon, échangeur, etc.), dans les condensats inter-étage, mais aussi dans des entretoises (huile envoyée aux garnitures).

Il est important que les appoints d'huile se fassent dans les meilleures conditions : respect de l'huile préconisée, propreté de l'huile, absence d'eau. L'eau, par exemple, même en très petite quantité à chaque remplissage, finit par s'accumuler dans le fond du graisseur mécanique ce qui peut entraîner un grippage des pompes.

c. Purges et événements :

Les circuits de gaz de barrage et des événements sur garnitures, pièces d'espacement et systèmes de mise à vide des clapets ont été vus précédemment. Un circuit type de gaz de barrage est représenté ci-dessous.

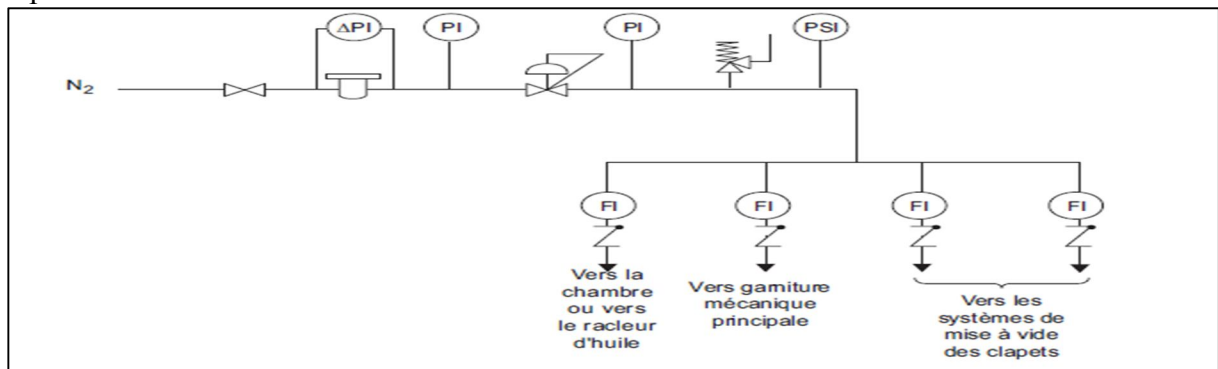


Figure 26 : un circuit type de gaz de barrage.

Les purges sont celles qui se trouvent sur les entretoises. Elles servent à évacuer l'huile des garnitures (compresseurs lubrifiés) et du mouvement (fuite au racleur d'huile) et éventuellement quelques condensats qui arrivent à passer par la garniture. Les entretoises pouvant être sous gaz notamment la première, il est possible lors de la purge d'entraîner du gaz en même temps que l'huile.

Cette opération doit être faite avec prudence à moins que la purge soit envoyée dans un ballon séparateur (purgeur) assurant la séparation huile-gaz. (annexe).

II. FONCTIONNEMENT DES COMPRESSEURS ALTERNATIFS À PISTON.

1. Principe de fonctionnement :

a. Le fonctionnement :

Dans un compresseur à pistons, chaque piston a un mouvement alternatif dans un cylindre. Lors de l'aller, le piston aspire le fluide à une certaine pression puis le comprime au retour. Pour cela chaque piston est muni d'une entrée et d'une sortie à clapet anti retour.

Le clapet d'admission ne peut laisser passer le fluide que vers la chambre du piston. À l'inverse le clapet d'échappement ne peut laisser passer le fluide que vers le circuit extérieur.

De plus, le clapet d'échappement a une certaine résistance de façon à ce qu'il ne s'ouvre que quand la pression à l'intérieur de la chambre du cylindre a une valeur suffisante.

Donc lorsque :

- Le piston "descend", la dépression créée à l'intérieur du cylindre entraîne l'ouverture du clapet (soupape) d'admission et le fluide est aspiré. Le clapet (soupape) d'échappement est fermé car il ne marche que dans un sens.
- le piston commence sa "remontée", le fluide commence à comprimer car il ne peut sortir par le clapet d'admission (clapet anti-retour) et sa pression n'est pas suffisante pour pousser le clapet. Le fluide ne pouvant s'échapper, il se comprime car la "remontée" du piston diminue le volume dans le cylindre.
- la pression du fluide atteint la pression voulue, cette pression est suffisante pour ouvrir le clapet d'échappement et le fluide sous pression s'échappe donc. Le piston finissant sa remontée, il chasse le fluide tout en maintenant sa pression.
- un nouveau cycle recommence alors, le clapet d'échappement se fermant lorsque le piston redescend.

Un compresseur à piston est souvent muni de plusieurs pistons dont les phases d'admission et d'échappement sont décalées pour avoir une sortie de fluide constante dans le compresseur.

En effet, pour chaque piston la sortie du fluide comprimé n'occupe qu'une petite partie du cycle.

Dans la culasse du cylindre sont logés deux clapets. Ces clapets s'ouvrent et referment sous l'action de différence de pression dans le cylindre et les conduites.

Lorsque le piston se trouve au point mort haut (PMH), il y a déjà certain volume appelé espace mort qui sert à éviter les chocs du piston contre la culasse et de plus il permet de régler le débit de compresseur. Un réservoir sert à régulariser le débit et éviter les pulsations. (Voir figure 27).

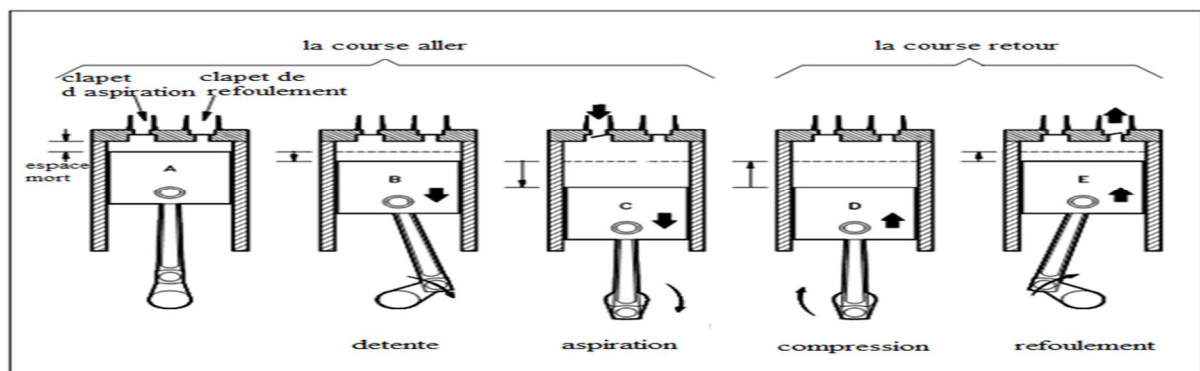


Figure 27 : principe de fonctionnement d'un compresseur à piston.

Dans le cas d'un compresseur a double effet, le mouvement rectiligne de piston (nécessaire pour assurer l'étanchéité de la tige du piston coté mécanisme) est assuré par une crosse couissant dans une glissière (encrassage). (Voir figure 28).

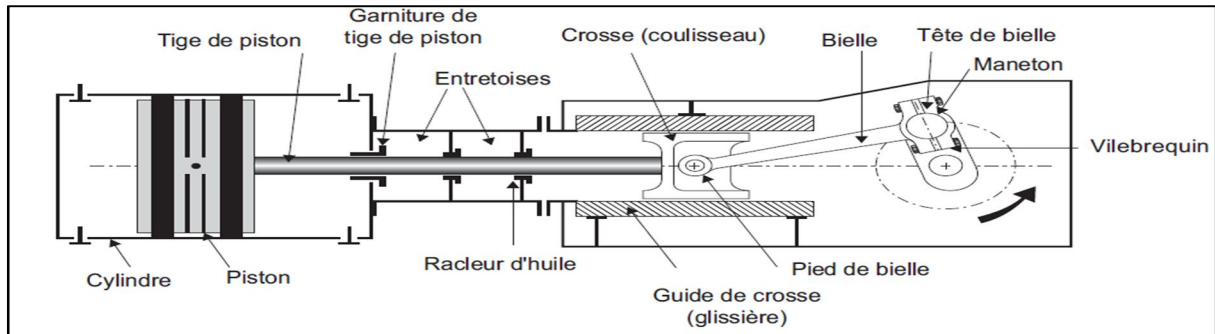


Figure 28 : compresseur à piston (double effet)

2. Classification :

Les compresseurs à pistons peuvent être classés selon :

a. Le type de piston :

- Compresseur à piston plateau ;
- Compresseur à piston différentiel.

b. Le nombre de cylindre :

- Compresseurs mono cylindrique ;
- Compresseurs poly cylindrique (série et parallèle).

c. Disposition des cylindres :

- Compresseurs à cylindre horizontal ;
- Compresseurs à cylindre vertical ;
- Compresseurs à cylindre en L ;
- Compresseurs à cylindre en V.

d. Le mode de refroidissement :

- Compresseurs refroidi à eau ;
- Compresseurs refroidi à gaz.

e. La nature du gaz :

- Compresseur à gaz ;
- Compresseur à air.

f. La pression de refoulement :

- Compresseur à basse pression ;
- Compresseur à moyenne pression ;
- Compresseur à haute pression.

g. La conception :

- Compresseur fixe ;
- Compresseur mobile.

3. Principe de fonctionnement des soupapes d'aspiration et de refoulement :

La description précise du mécanisme de compression dans un compresseur alternatif nécessite que l'on représente son "cycle" de fonctionnement.

Toutefois, il apparaît nécessaire d'expliciter auparavant le fonctionnement des soupapes d'admission et de refoulement.

a. Éléments constitutifs d'une soupape type :

Toutes les soupapes comportent :

- un (ou plusieurs) clapet(s) susceptible(s) d'être soulevé(s) ou appliqué(s) sur son (leur) siège solide du cylindre,
- un (ou plusieurs) ressort(s) s'appuyant sur le (ou les) clapet(s). Le sens d'action du ressort est tel qu'il tend toujours à plaquer le clapet sur son siège,
- un système permettant de guider le clapet lors de son soulèvement. (Voir figure 29).

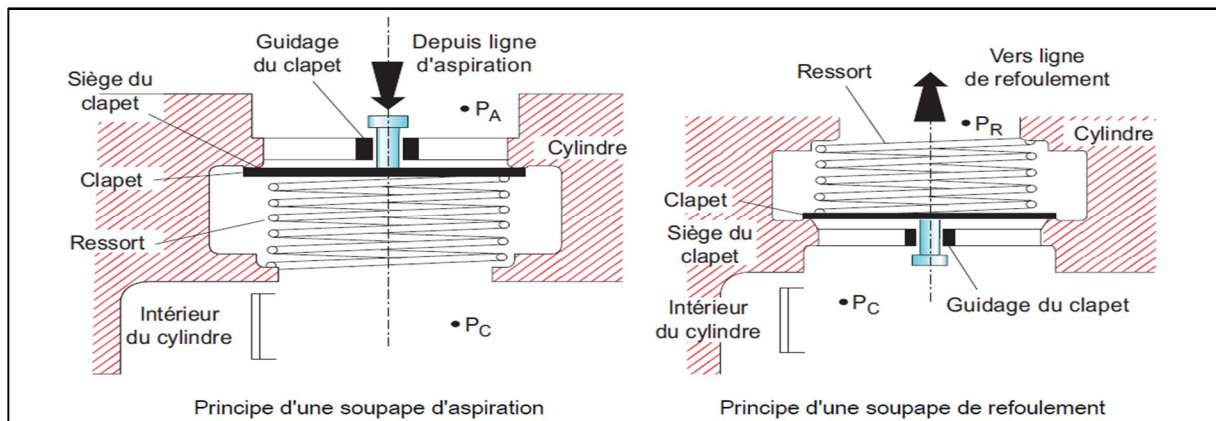


Figure 29 : schémas de principe de soupapes de compresseur alternatif.

b. Fonctionnement des soupapes d'aspiration :

Le clapet de soupape d'aspiration est soumis à :

- la pression qui règne dans le cylindre P_C
- la pression qui règne dans la tubulure d'aspiration P_A
- la force due à l'action du ressort F_R

Dans la plupart des cas (sauf très basses pressions), l'action du ressort est faible vis-à-vis de celle des pressions. (Voir figure 30).

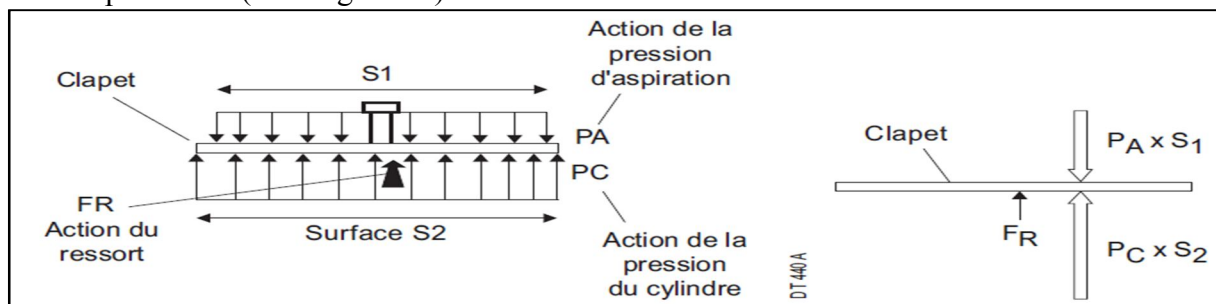


Figure 30 : forces appliquées sur un clapet de soupape d'aspiration.

La surface de contact sur les sièges fait que S_2 est environ égale à $S_1 + 10\%$

Sur une soupape d'aspiration : (Voir figure 31).

- lorsque P_C est supérieur à P_A le clapet est appliqué sur son siège et tout passage de gaz de l'intérieur du cylindre vers la tubulure d'aspiration est interdit,
- lorsque P_C est inférieur à P_A (d'environ 10 %) le clapet est soulevé et il permet le passage du gaz depuis la bride d'aspiration jusque vers l'intérieur du cylindre.

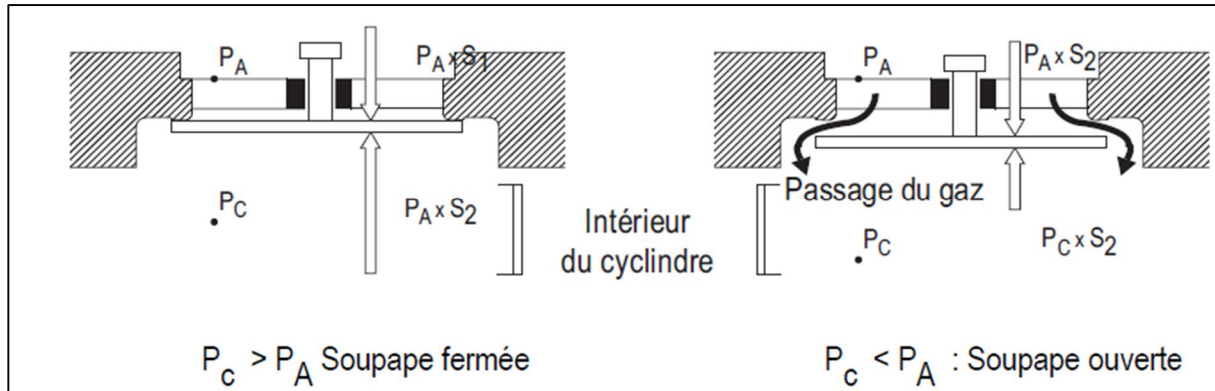


Figure 31 : ouverture et fermeture des soupapes d'aspiration.

c. Fonctionnement des soupapes de refoulement :

Par un raisonnement analogue à celui développé pour les soupapes d'aspiration et en appelant P_R la pression qui règne dans la tubulure de refoulement, on arrive aux résultats illustrés par la figure suivante. (Voir figure 32).

- Lorsque P_C est inférieur à P_R , le clapet est appliqué contre son siège. Le gaz ne peut pas traverser le clapet.
- Lorsque P_C devient supérieur à P_R , le clapet est soulevé. Le passage du gaz depuis le cylindre vers la bride de refoulement est alors possible.

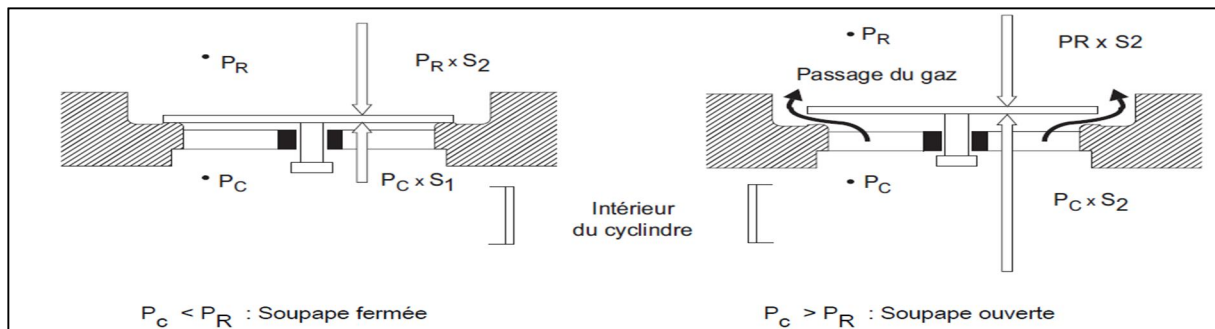


Figure 32 : ouverture et fermeture des soupapes de refoulement.

d. Rôle des ressorts :

Le temps d'ouverture des clapets est extrêmement faible, inférieur au dixième de seconde.

La fermeture du clapet ne peut être assurée de façon satisfaisante par la différence de pression car cela se ferait avec un retour de gaz dans le cylindre et une fermeture violente avec claquement et fatigue des pièces. Les ressorts sont calibrés pour assurer la fermeture en fin de course du piston quand le débit est quasiment nul et avant que le piston ne reparte dans l'autre sens.

À l'ouverture, la levée est brutale dans l'exemple de la soupape de refoulement, la surface offerte à la pression intérieure passe brutalement de S_1 à S_2 . Les ressorts et plaques amortisseuses ont un rôle d'amortisseur pour éviter le rebond du clapet contre la butée.

4. Caractéristiques de fonctionnement et courbes caractéristiques :

a. Cycle d'un effet de compresseur alternatif :

i. Tracé du cycle théorique d'un effet :

Le cycle d'une machine alternative caractérise l'évolution de la pression dans le cylindre lors d'un aller et retour du piston.

Plus précisément le cycle d'un compresseur alternatif se trace sur un diagramme où l'on porte, pour un effet, l'évolution de la pression du gaz dans le cylindre en fonction du volume qui lui est offert à chaque instant.

La figure ci-après représente un cycle tracé sur un tel diagramme ainsi que le schéma simplifié de la partie de cylindre correspondant à l'effet considéré (ici un effet extérieur).

On voit que le piston se déplace entre deux positions appelées :

- l'une le point mort bas (PMB). C'est la position du piston qui correspond au plus grand volume offert au gaz. Appelons V_1 ce volume,
- l'autre le point mort haut (PMH). C'est la position du piston qui correspond au plus petit volume offert au gaz. Pour des raisons de construction il est impossible de rendre ce volume nul, un jeu étant indispensable entre piston et cylindre au point mort bas et les soupapes nécessitant un dégagement dans le fond de cylindre pour le passage du gaz.

Ce volume est appelé volume d'espace mort ou volume mort, on le désignera par V_M .

On appelle "volume engendré" ou volume balayé, le volume de gaz déplacé par le piston sur une course entre le PMB et le PMH. En désignant par V_E le volume engendré on remarque que : $V_1 = V_M + V_E$

Les valeurs courantes de V_M sont comprises entre 7 et 15 % de V_E .

• Les différentes phases du cycle de compression :

La figure ci-dessous montre que le cycle d'un compresseur alternatif comprend quatre phases que l'on peut mettre en évidence en suivant l'évolution de la pression lors d'un aller et retour du piston.

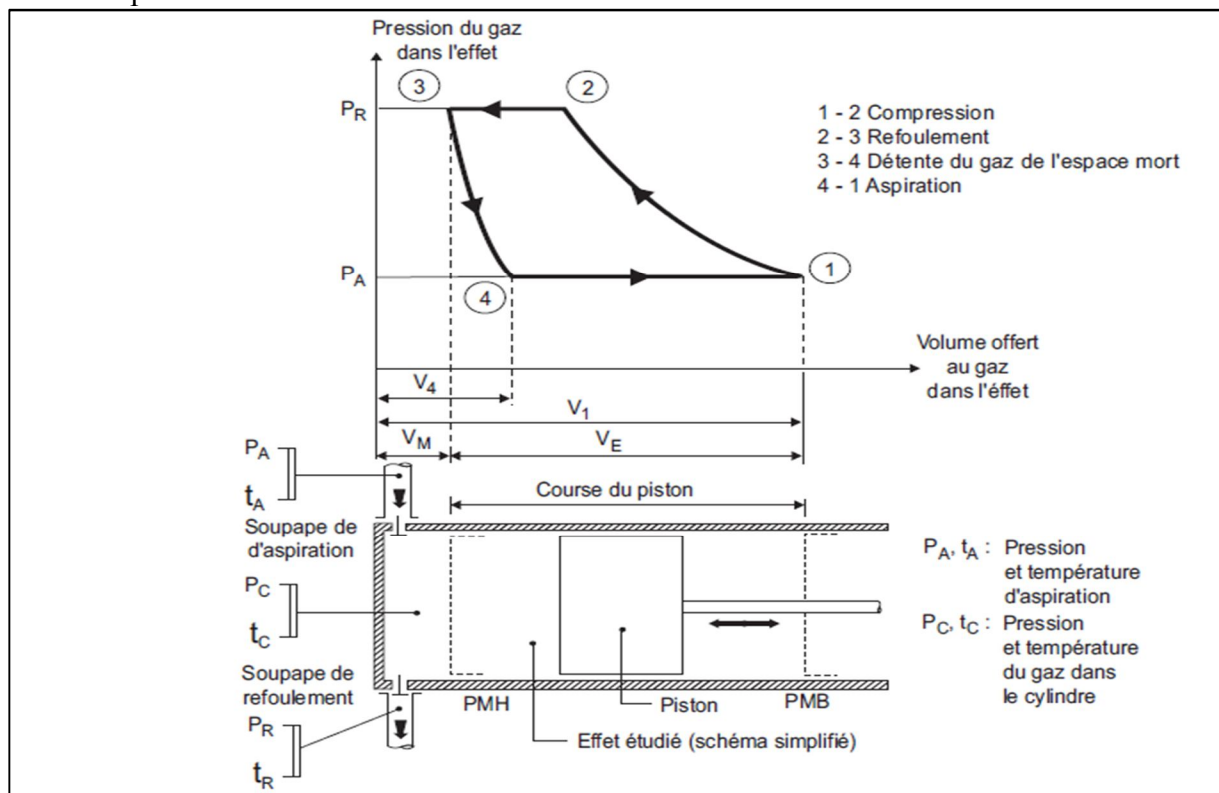


Figure 33 : les différentes phases du cycle de compression.

➤ 1ère Phase : Compression

Le point de départ de l'étude est l'instant où le piston, venant du point mort haut, arrive au point mort bas.

Le point qui représente cette situation sur le graphique est le point 1.

A partir de cet instant les soupapes d'aspiration et de refoulement sont toutes fermées. Il y a donc dans le cylindre une certaine masse de gaz qui correspond au volume V_1 aux conditions d'aspiration (P_A et t_A).

La diminution du volume offert à cette quantité de gaz qu'entraîne le déplacement du piston vers le point mort haut va donc provoquer une augmentation de pression. Celle-ci a pour effet d'amener une élévation de la température du gaz.

Lorsque la pression atteinte par le gaz devient égale ou très légèrement supérieure à la pression de refoulement, les soupapes de refoulement s'ouvrent et du gaz est chassé vers la tubulure de refoulement par le mouvement du piston. C'est la fin de la phase de compression. Le gaz a alors atteint une température qui est celle qui règne dans la tubulure de refoulement soit t_R .

Graphiquement la phase de compression se traduit par la courbe $1 \rightarrow 2$, 2 étant le point où la pression dans le cylindre atteint la pression de refoulement. Le volume occupé alors par le gaz sera désigné ici par V_2 .

On admet que la pression et la température évoluent avec le volume comme lors d'une compression sans frottement et sans échange de chaleur c'est-à-dire une compression isentropique. En effet, l'expérience montre que le refroidissement du cylindre compense à peu de choses près l'échauffement supplémentaire dû aux frottements et au recyclage à travers les segments.

➤ **2ème Phase : Refoulement**

Les soupapes de refoulement s'étant ouvertes, le piston en se déplaçant va refouler du gaz vers la tubulure de refoulement jusqu'à ce qu'il atteigne le point mort haut. Le refoulement s'effectue à pression constante égale à la pression de refoulement P_R .

Graphiquement cette phase de refoulement à pression constante est représentée par le segment de droite horizontale $2 \rightarrow 3$.

➤ **3ème Phase : Détente de l'espace mort**

Au début de la course retour du piston, du point mort haut vers le point mort bas, les soupapes d'aspiration et de refoulement sont toutes fermées. Le volume offert au gaz augmentant il y a donc détente du gaz contenu dans l'espace mort lorsque le piston était au point mort haut.

Simultanément au début du retour du piston on observe que :

- le volume offert au gaz augmente,
- la pression du gaz contenu dans l'effort diminue,
- la température du gaz baisse.

À une certaine position du piston, la pression dans le cylindre atteint une pression inférieure à la pression d'aspiration. Les soupapes d'aspiration s'ouvrent alors et du gaz "frais" est aspiré dans le cylindre. C'est la fin de la phase détente de l'espace mort.

Au moment de l'ouverture des soupapes d'aspiration, la pression étant redevenue égale à la pression d'aspiration, la température théorique du gaz contenu dans le cylindre est redevenue égale à la température t_A du gaz présent à l'aspiration.

Ceci n'est vérifié que de manière approximative dans la réalité.

La phase de détente est représentée graphiquement par la courbe $3 \rightarrow 4$.

➤ **4ème Phase : Aspiration**

Les soupapes d'aspiration étant ouvertes, le piston en se déplaçant vers le point mort bas aspire du gaz dans le cylindre jusqu'à ce qu'il atteigne le PMB. En arrivant au PMB les ressorts ferment la soupape d'aspiration. Cette phase d'aspiration se déroule théoriquement à pression constante égale à P_A .

Graphiquement cette phase à pression constante est représentée par le segment horizontal $4 \rightarrow 1$.

Le diagramme (P,V) de notre compresseur est représenté dans (annexe).

ii. Cycle réel d'un effet :

• Surpression et dépression à l'ouverture des clapets :

La surface côté cylindre d'un clapet de refoulement est plus faible d'environ 10 % que sa surface extérieure (côté réseau). De ce fait, la pression dans le cylindre nécessaire à l'ouverture doit être supérieure à la pression régnant dans le réseau. À l'ouverture du clapet de refoulement, l'effet est donc en surpression.

La surface côté cylindre d'un clapet d'aspiration est plus forte d'environ 10 % que sa surface extérieure (côté réseau). De ce fait, la pression dans le cylindre nécessaire à l'ouverture doit être inférieure à la pression régnant dans le réseau. À l'ouverture du clapet d'aspiration, l'effet est donc en dépression.

• Pertes de charge par les clapets :

Le piston se déplace relativement rapidement dans le cylindre avec des vitesses moyennes de l'ordre de 3 à 6 m/s. Cette vitesse varie en permanence pour atteindre en pointe environ 20 % de plus que la vitesse moyenne.

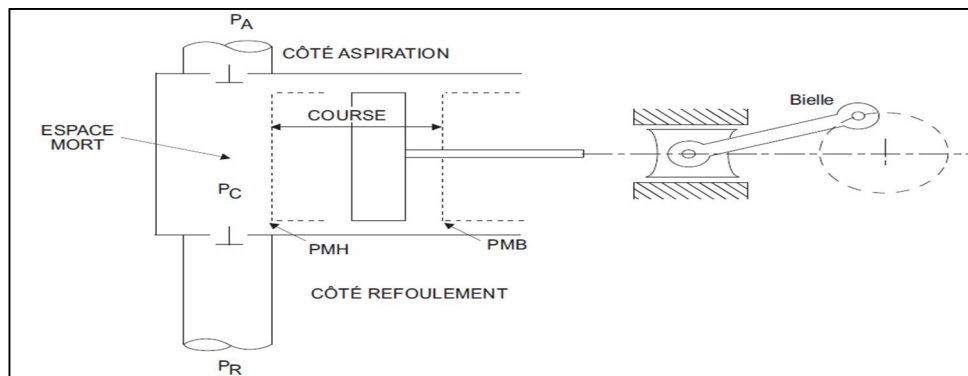


Figure 34 : la course d'un piston dans le cylindre.

Le temps de refoulement est très court puisque se produisant en général sur moins de la moitié de la course : par exemple, le temps de refoulement pour une machine tournant à 600 tr/mn est d'environ 0,025 s si ce refoulement se produit sur la moitié de la course. Pendant ce temps, le clapet doit s'ouvrir, le gaz doit sortir et le clapet doit se refermer.

Le débit qui passe à travers les clapets est donc variable en fonction de la vitesse instantanée du piston. Une perte de charge, d'autant plus importante que le débit est élevé, en est la conséquence.

Elle se traduit, lors de l'écoulement du gaz à travers le clapet, par une différentielle de pression entre la pression du cylindre et les pressions d'aspiration ou de refoulement. Les ressorts occasionnent une surpression supplémentaire pour ouvrir le clapet, négligeable au refoulement, mais d'autant plus sensible à l'aspiration que la pression est basse.

Il est parfois possible que le clapet ne soit pas totalement fermé lorsque le piston arrive en fin de course. Il y a alors retour de gaz puis fermeture violente. Le clapet peut aussi après l'ouverture rebondir sur la butée et se refermer créant alors des variations de perte de charge et de débit.

Le fonctionnement des clapets affecte très fortement le comportement du compresseur et se traduit par une modification sensible du cycle de l'effet.

Le cycle réel d'une machine en bon état peut avoir la forme suivante (Voir figure 35):

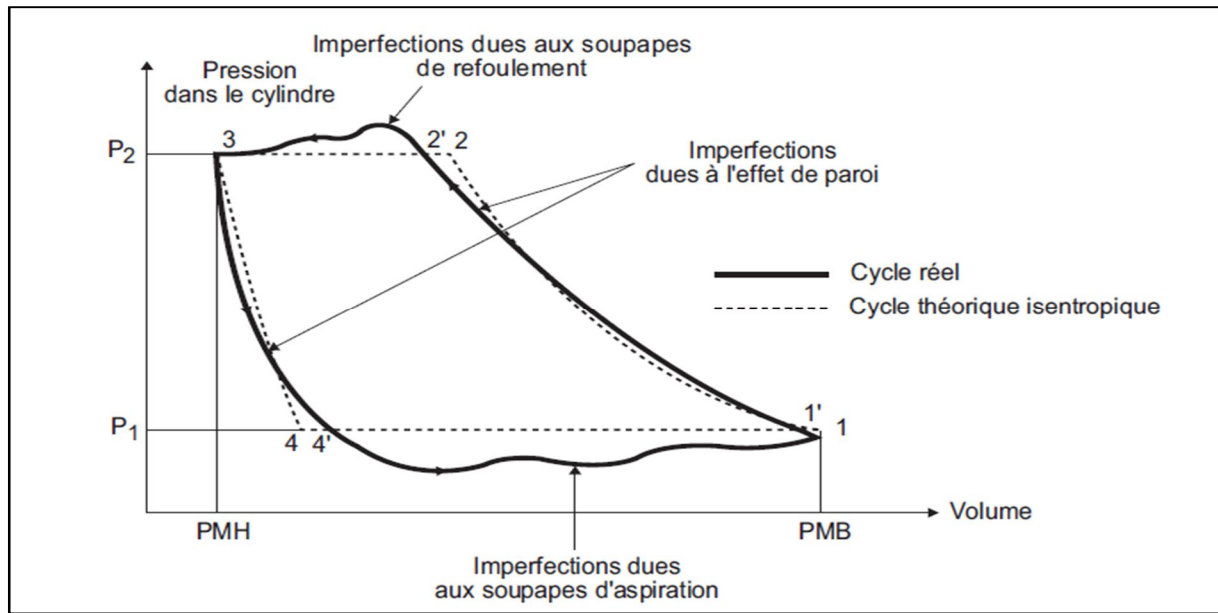


Figure 35: cycle réel d'un effet de compresseur alternatif.

iii. Écart entre cycle théorique et cycle réel :

• Imperfections dues aux soupapes :

Les phases d'aspiration et de refoulement ne se déroulent pas à pression constante car le passage du gaz au travers d'une soupape crée une perte de charge :

- qui s'ajoute à la pression de refoulement et augmente la pression dans le cylindre lors de la phase de refoulement,
- qui se retranche de la pression d'aspiration et diminue la pression dans le cylindre lors de la phase d'aspiration.

Ces pertes de charge augmentent avec le débit instantané engendré par le déplacement du piston.

Elles sont maximales lorsque le piston atteint sa plus grande vitesse, soit sensiblement au milieu de sa course.

Par ailleurs, la forme ondulée des phases d'aspiration et de refoulement 2'-3 et 4'-1 est à attribuer aux pulsations des masses gazeuses présentes dans les collecteurs d'aspiration et de refoulement.

• Imperfections dues aux parois :

Un compresseur alternatif ayant presque toujours ses cylindres refroidis, la température des parois en contact avec le gaz est sensiblement constante et comprise entre les températures d'aspiration et de refoulement.

Par conséquent :

- lors de la phase de compression, les parois réchauffent le gaz dans un premier temps, car elles sont plus chaudes que lui et elles le refroidissent ensuite
- de la même manière, lors de la phase de détente le gaz est tout d'abord refroidi, puis réchauffé

• **Imperfections dues aux fuites :**

Durant tout le cycle, des fuites aux soupapes et le long du piston se produisent. Ce qui se traduit par une perte de débit et un risque de réchauffage du gaz si l'on introduit dans l'effet une quantité importante de gaz chaud venant du refoulement et de l'autre effet.

iv. Conséquence sur la température de refoulement :

Les fuites, la surpression à l'ouverture des clapets de refoulement et la dépression à l'ouverture de ceux d'aspiration ont pour effet un échauffement plus important que dans une machine parfaite.

Le refroidissement des cylindres au contraire tend à réduire la température de refoulement.

On constate que lorsque la température de refoulement est élevée, l'évacuation de la chaleur par l'eau de refroidissement équilibre à peu près l'augmentation de température due aux imperfections. Dans ce cas, la température de refoulement est à peu près identique à celle déterminée en compression isentropique.

Si la $T_{ref} > 100^{\circ}\text{C}$. $T_{ref\text{ réelle}} \sim T_{isentropique}$.

Si la température de refoulement est basse (50°C) la chaleur évacuée par l'eau de refroidissement est faible par rapport à l'échauffement dû aux imperfections. Dans ce cas, la température de refoulement réelle est supérieure à la température isentropique.

v. Conséquence sur le débit :

Le débit réel est inférieur au débit théorique tant par les imperfections décrites ci avant que par les fuites internes aux segments et aux clapets. On peut considérer que ces deux facteurs ont une influence de l'ordre de **5 à 10 %** sur le débit selon la taille de la machine, sa vitesse de rotation, selon qu'elle est lubrifiée ou non.

vi. Conséquence sur la puissance :

Les fuites jouent sur 2 facteurs qui augmentent la puissance absorbée par le compresseur : le recyclage proprement dit (re-comprimer le gaz) et la compression d'un gaz plus chaud.

Cependant comme le montre le cycle réel, la principale cause d'augmentation de puissance entre une machine parfaite et une machine réelle provient des clapets – surpression d'ouverture et pertes de charge –. Il est courant d'avoir 15 % de puissance absorbée par les clapets sur des machines à taux de compression élevé et jusqu'à 50 % si le taux est faible. Certains clapets de nouvelle génération de par leur forme, permettent par réduction des pertes de charge un gain de quelques pour-cent sur la puissance.

Le rendement global qui représente le rapport entre la puissance d'une machine parfaite et la puissance réelle pour un même débit, un même taux de compression et un même gaz se situe au mieux entre :

➤ 0,60 pour les petite machines à taux de compression faible

Et

➤ 0,80 pour de grosses machines à taux de compression élevé

Ce rendement intègre les pertes mécaniques dues aux frottements des pièces en mouvement.

La puissance absorbée par une machine parfaite (compression isentropique) est définie par :

$$P_{is} = 0,0278 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_{asp} \cdot \frac{\Delta T}{M} \cdot Q_{vasp} = 2,31 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{\Delta T}{M} \cdot Q_m$$

Avec :

- _ Q_v débit volumique aspiré (m^3/h).
- _ P_{asp} pression d'aspiration (bar abs.).
- _ T températures (K).
- _ M : masse molaire du gaz (kg/kmole).
- _ Q_m : débit massique de gaz (t/h).

La puissance réelle est alors égale à :

$$P_{réelle} = \frac{P_{is}}{\eta_g}$$

vii. Effet des pulsations :

Le débit dans les lignes d'aspiration et de refoulement n'est pas continu. Les pulsations de pression qui en découlent sont éliminées dans des ballons anti-pulsatoires placés à l'aspiration et au refoulement de chaque cylindre. (Voir figure 36).

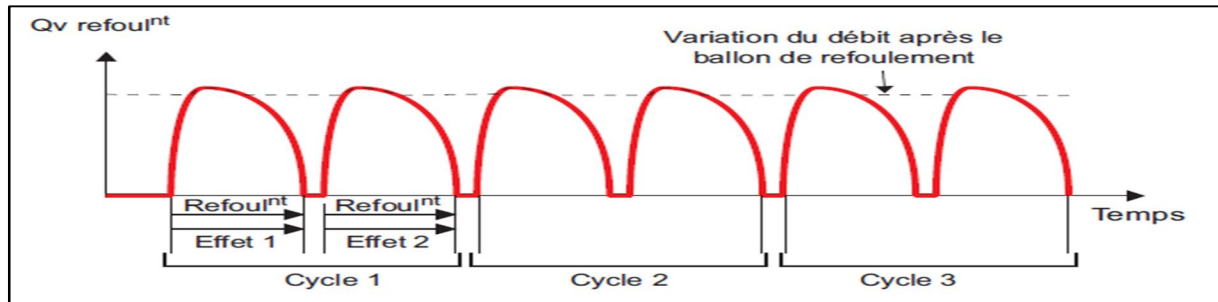


Figure 36 : variation du débit au refoulement.

Quand on trace le cycle, on suppose que les pressions sont constantes dans les lignes d'aspiration et de refoulement. Si ces pressions oscillent de façon significative autour d'une valeur moyenne au rythme de l'ouverture des clapets, le cycle est déformé, le débit réduit, le taux de compression et donc la température augmente.

En fonction de la longueur des lignes, de la nature du gaz et la température, de la fréquence de rotation, des phénomènes acoustiques peuvent s'installer qui engendrent des pulsations de grande amplitude.

Les bouteilles anti-pulsatoires, grâce à leurs chicanes internes, jouent un rôle qui les apparente à des "silencieux" et limitent les variations de pression à une valeur de l'ordre de 2 à 3 % de la pression absolue.

b. Diagramme (p1, p2) :

Les courbes caractéristiques d'un compresseur traduisent les différentes relations existant entre les paramètres de fonctionnement :

- condition d'aspiration (pression P_1 , température T_1),
- condition de refoulement (pression P_2 et température T_2),
- débit poids (généralement exprimé en m³/h à 0° C 760 mm Hg),
- couple C ,
- vitesse de rotation N ,
- espaces morts en service sur le compresseur V_E en %,
- puissance P .

On utilise généralement un diagramme dans un système de coordonnées (P_2 , P_1) sur lequel sont reportées les courbes à couple constant et égal à 100 % pour différentes valeurs d'espaces morts

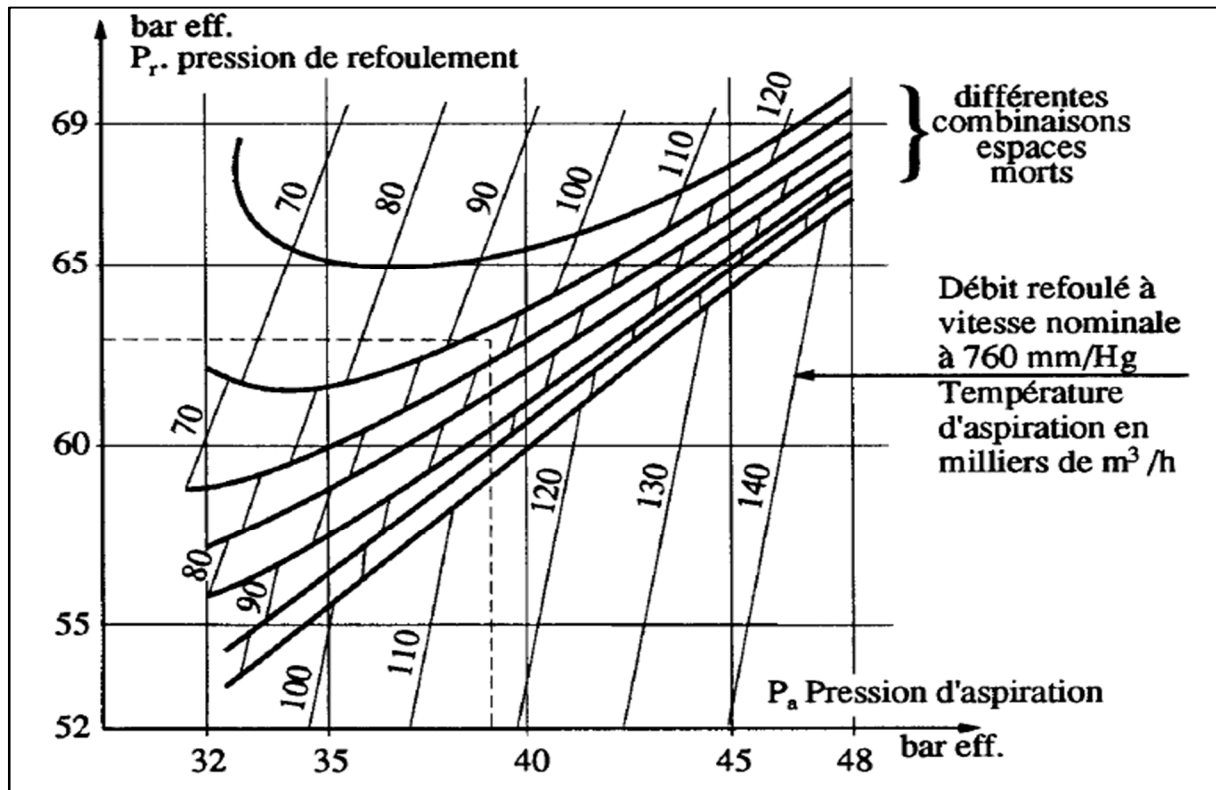


Figure 37 : courbes (P_1, P_2) d'un compresseur à piston.

Le couple est indépendant de la vitesse et en conséquence les courbes à couple constant établies sur le diagramme (p_2, p_1) restent les mêmes quelle que soit la vitesse.

Ce diagramme est complété par les courbes d'iso-débit qui en première approximation sont des droites. Les valeurs indiquées sont valables pour la vitesse nominale (généralement 100 %) et une température d'aspiration donnée. Si les conditions de fonctionnement en diffèrent, il y a lieu de faire les corrections correspondantes. (Débit directement proportionnel à la vitesse, et en première approximation directement proportionnel à la température d'aspiration pour de faibles variations autour de la valeur de référence).

Les courbes d'iso-couple 100 % représentent également les courbes d'iso-puissance 100 %, si la vitesse du compresseur est de 100 %. Dans le cas contraire, il y a lieu d'effectuer une correction, la puissance étant directement proportionnelle à la vitesse. (Voir figure 37).

c. Paramètres d'exploitation d'un compresseur à piston :

Dans le cas de compresseurs à pistons entraînés par moteur à gaz intégrés ("automoteurs") ce qui est le cas le plus fréquemment rencontré dans les stations de compression d'un réseau de transport de gaz, il y a deux paramètres indépendants importants : la vitesse et le couple.

En conséquence, la conduite du compresseur se fait de la façon suivante :

- le couple est maintenu constant et maximum en agissant sur les espaces morts du compresseur (dispositif automatique de contrôle du couple),
- le débit est réglé en agissant d'abord sur la vitesse, puis si nécessaire, compte tenu du nombre d'unités en marche, sur le couple par l'intermédiaire des espaces morts.

INTRODUCTION

Le maintien des équipements de production est un enjeu clé pour la productivité des usines aussi bien que pour la qualité des produits. C'est un défi industriel impliquant la remise en cause des structures figées actuelles et la promotion de méthodes adaptées à la nature nouvelle des matériels.

La fonction maintenance a pour but d'assurer la disponibilité optimale des installations, de protection et de leurs annexes, impliquant un minimum de temps d'arrêts. L'apparition du terme maintenance de l'industrie a eu lieu vers 1950 aux États-Unis et France.

I. GENERALITES SUR LA MAINTENANCE.

1. Définition et objectif de maintenance :

a. Définition :

La norme AFNOR X 60-010 dans sa version actualisée en décembre 1994 définit la maintenance comme étant. "L'ensemble des activités destinées à maintenir ou à rétablir un bien, dans un état ou dans des conditions données de sécurité de fonctionnement pour accomplir une fonction requise. Ces activités sont une combinaison d'activités techniques, administratives et de management".

b. Objectif de maintenance :

(Norme FDX60.000) selon la politique de la maintenance de l'entreprise :

Les objectifs de la maintenance sont :

- Assurer la disponibilité et la durée de vie du bien
- Assurer la sécurité des hommes et des biens
- Assurer la qualité des produits
- Assurer la protection de l'environnement
- Assurer l'optimisation des coûts de maintenance

On peut aussi :

- Former le personnel dans les spécialités spécifiques de maintenance
- Conseiller la direction d'usine et de fabrication
- Maintenir l'installation dans une propriété absolue

c. Mission de la maintenance :

La mission des ingénieurs et des techniciens est de produire avec un minimum de capital et de matières premières, de garantir en outre le fonctionnement de l'outil de production pendant la plus longue durée possible, avec un minimum de dépenses et en assurant qualité et sécurité.

En règle générale, ces objectifs ne peuvent être atteints que par la maintenance préventive des machines.

La maintenance a pour buts :

- Le maintien du capital machines ;
- La suppression des arrêts non programmés et des chutes de production (garantie de la capacité de livraison) ;
- L'amélioration de la sécurité et de la protection de l'environnement ;

La maintenance joue donc un rôle économique essentiel dans l'industrie. Cela se retrouve d'ailleurs dans les dépenses liées à l'entretien.

2. Différents formes de maintenance :

a. Maintenance préventive :

La maintenance préventive a pour objectifs de programmer la période optimale pour effectuer les opérations de maintenance, les remplacements et, ainsi, d'éviter le coût de défaillances majeures en détectant de façon précoce et suffisamment à temps une anomalie naissante ou la dégradation d'un composant qui pourrait conduire à une défaillance catastrophique. La maintenance préventive est soit systématique soit conditionnelle.

i. Maintenance systématique :

Lors d'opérations de maintenance systématique, la production est stoppée pour donner lieu à des entretiens, petites réparations et remplacements de pièces d'usure ou critiques, quand bien même des dégradations ne sont pas constatées ou ne sont pas à un stade suffisant pour imaginer qu'une défaillance puisse survenir. Les composants ont une durée de vie ou un temps moyen de bon fonctionnement spécifié par les constructeurs. La maintenance systématique concerne surtout des installations considérées comme stratégiques. Elle est onéreuse (arrêt de production, échange systématique de pièces...) et n'est pas nécessairement validée par le retour d'expérience.

ii. Maintenance conditionnelle :

La maintenance conditionnelle est subordonnée à un événement prédéterminé révélateur de l'état de dégradation du bien : surveillance, contrôle, test, inspection et réparation. La maintenance conditionnelle est éventuellement prédictive lorsqu'elle programme systématiquement la surveillance d'équipements pour déterminer l'état réel des matériels lorsqu'ils fonctionnent. L'action est basée sur des analyses précises, des tendances, des paramètres de fonctionnement des matériels surveillés. Dans ce cas de prédiction, le cumul et le retour d'expérience sont primordiaux pour la maîtrise de cette prédiction

La maintenance préventive regroupe 7 sortes de maintenance:

- **Contrôle des conditions:**

Le contrôle des conditions consiste à surveiller les conditions d'exploitation.

En mesurant les vibrations de l'équipement en cours de marche avec (Vibrotest60) par exemple toutes les 500 heures.

- **Lubrification, graissage et remplacement d'huile lubrifiante :**

Ces travaux ont trait aux opérations de graissage et de remplacement d'huile sur les machines tournantes.

- **Analyse d'huiles lubrifiantes:**

Périodiquement, en fonction du type de planification un prélèvement d'huile est effectué et envoyé à un laboratoire à des fins d'analyse, cette analyse a pour but de vérifier le degré de détérioration de l'huile lubrifiante.

- **Vérification de performance:**

Spécifique aux turbos compresseurs. Ce type de travail est effectué dans le but de vérifier l'évolution des performances de ces machines.

- **Inspection préventive :**

Elle consiste à contrôler l'état d'un équipement sans procéder à son démontage complet.

Exemple: Inspection préventive d'un moteur :

- contrôle de l'alignement ↔ correction de l'alignement
- vérification de la garniture mécanique (étanchéité), puis éventuellement on procède au changement des pièces usées.

- **Révision:**

La révision couvre le démontage à grande échelle et l'inspection des équipements.

- **Commutation :**

L'équipement devant être arrêté pour subir une des maintenances suivantes:

Inspection préventive, Lubrification, Révision

Sera remplacé par un équipement de secours.

b. Maintenance corrective:

i. Maintenance curative :

La maintenance corrective est effectuée après une défaillance due à une dégradation progressive ou catastrophique d'un composant, qu'il soit critique ou non dans une installation.

Lorsqu'un équipement nécessite une intervention en urgence. Le service exploitation de module en question le signale au service maintenance qui intervient rapidement.

On a trois (3) niveaux de maintenance curative:

i. Maintenance curative mineure (effectuée par la section maintenance du site).

ii. Maintenance curative majeure (effectuée par la section maintenance du centre).

iii. Maintenance curative d'urgence dans le cas d'un danger, les maintenances sont effectuées en urgence. L'OT est établi a posteriori ainsi que l'enregistrement des travaux.

ii. Maintenance palliative :

La maintenance palliative (en anglais palliative maintenance ou encore stop-gap maintenance) est avec la maintenance curative, un des deux subdivisions de ce qu'on appelle la maintenance corrective.

Alors que la maintenance curative qualifie une réparation par laquelle un bien retrouve son état initial, la maintenance palliative désigne un dépannage qui permet au bien de re-fonctionner en attendant une intervention curative.

Avec la maintenance palliative on est dans le provisoire, le court terme, avec la maintenance curative on est dans le définitif, le long terme.

Pour donner un exemple parlant : remplacer un pneu crevé par une roue de secours ressortit de la maintenance palliative ; mettre un nouveau pneu sur la jante d'origine relève de la maintenance curative. Il n'existe pas de norme officielle définissant la maintenance palliative.

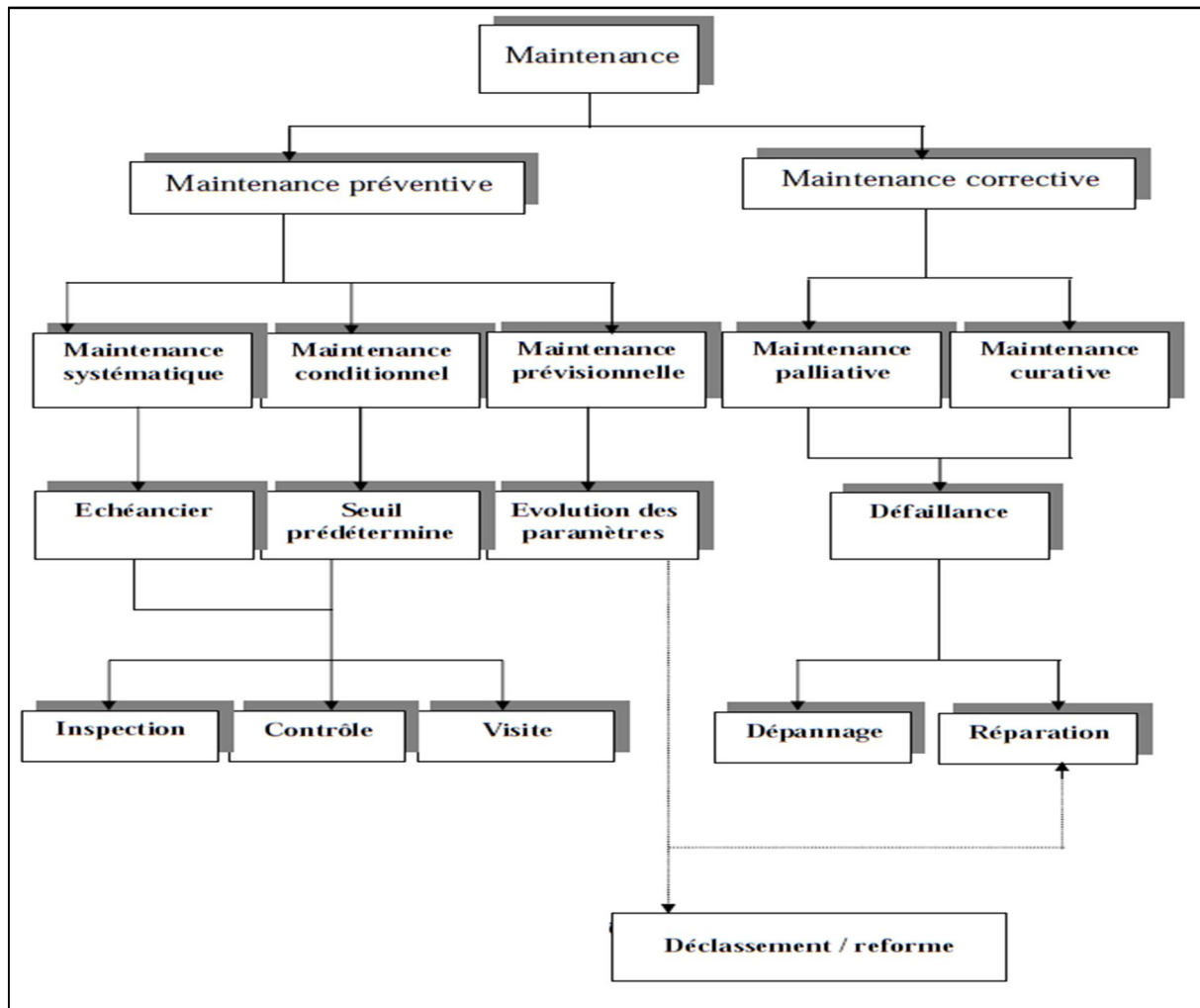


Figure 1 : typologie de la maintenance.

3. Les fonctions d'un service maintenance:

a. Fonction méthode:

Cette fonction est considérée comme le cerveau du service de maintenance, elle définit :

- Ce qu'il faut faire, avec qui le faire et comment le faire.
- Les méthodes et les techniques d'intervention.
- Les moyens et les normes d'entretien.
- La création et l'exploitation de la documentation technique et historique.
- L'élaboration des méthodes d'entretien.
- Respecter le budget attribué.

Elle détermine les moyens nécessaires (matériels et humains) et les fréquences d'intervention.

b. La fonction d'ordonnancement:

Cette fonction rassemble les moyens et matériels pour rendre exécutable les travaux à réaliser, elle établit la programmation des travaux, suit à leur avancement et veille au respect des délais; elle définit les besoins en main d'œuvre, contrôle et regroupe les informations relatives aux travaux.

c. La fonction de la préparation:

Bien que découlant de la fonction méthodes, la préparation du travail détermine le processus des différentes phases, les moyens nécessaires, les durées opératoires, la préparation de la main d'œuvre et les pièces de rechange.

d. La fonction de lancement:

Assurer la distribution du travail selon un planning établi en fonction de la charge et assurer la gestion et la conduite des hommes pour la bonne exécution des travaux. Elle s'occupe de la surveillance et de l'orientation du personnel.

e. La fonction d'exécution :

C'est la fonction opérationnelle de la maintenance. Elle assure la remise en route des machines par l'exécution des interventions. Elle garantit le niveau de qualité requis dans les délais prévus, à la date fixe et dans les meilleures conditions de sécurité.

f. La fonction de gestion des coûts:

Le service de la maintenance pourra, par la diminution des coûts, augmenter la rentabilité de l'entreprise. Pour la maîtriser il sera nécessaire de connaître les coûts de la maintenance.

4. Les opérations de maintenance :

a. Le dépannage :

Action sur un bien en panne en vue de le remettre provisoirement en état de fonctionnement avant réparation.

b. La réparation :

C'est une intervention définitive et limitée de maintenance corrective après panne ou défaillance. L'équipement réparé doit assurer les performances pour lesquels il a été conçu.

c. Les inspections :

Ce sont des activités de surveillance consistant à relever périodiquement des anomalies et exécuter des réglages simples ne nécessitant pas d'outillages spécifiques ni l'arrêt de l'outil de production.

d. Les visites :

Ce sont des opérations de surveillance qui entrent dans le cadre de la maintenance préventive systématique, elles s'opèrent selon une périodicité prédéterminée. Ces opérations définies au préalable peuvent entraîner des démontages d'organes et une immobilisation des matériels.

e. Les contrôles :

Ils correspondent à des vérifications de conformité par rapport à des données préétablies suivies d'un jugement.

f. Les révisions :

C'est l'ensemble des actions d'examen de contrôle et des interventions effectuées en vue de protéger l'équipement contre toute défaillance majeure. Il y a des révisions partielles et des révisions générales et dans les deux cas il y a une nécessité de la dépose de différents sous-ensembles d'un matériel.

5. Les niveaux de maintenance :

a. 1er niveau :

Réglages simples au moyen d'éléments accessibles sans aucun démontage ou ouverture de l'équipement, ou échanges d'éléments consommables accessibles en toute sécurité (voyants, fusibles...).

b. 2ème niveau :

Dépannages par échange standard des éléments prévus à cet effet et opérations mineures de maintenance préventive telles que les graissages ou contrôles de bon fonctionnement (rondes).

c. 3ème niveau :

Identification et diagnostic des pannes réparations par échange de composants ou d'éléments fonctionnels, réparations mécaniques mineures et toutes opérations courantes de maintenance préventive telles que réglage général ou réalignement des appareils de mesure.

d. 4ème niveau :

Tous les travaux de maintenance corrective ou préventive sauf rénovation et reconstruction. Avec réglages des appareils de mesure utilisés. Au besoin vérification des étalons de mesure par des organismes spécialisés.

e. 5ème niveau :

Rénovation, reconstruction, et toutes les opérations importantes confiées à un atelier central ou à des unités extérieures.

6. Les activités connexes de la maintenance :

a. Rénovation :

Inspection de tous les organes, reprise dimensionnelle complète ou remplacement des pièces déformées, vérification des caractéristiques et éventuellement préparation des pièces, Sous - ensemble défaillantes conservations des bonnes pièces.

b. Reconstruction :

Nécessite le remplacement des pièces vitales par des pièces d'origine ou des pièces neuves équivalentes.

Les modifications apportées peuvent concerner, en plus de la maintenance et de la durabilité, la capacité de production, l'efficacité, la sécurité entre la rénovation et la reconstruction, développe une forme intermédiaire, elle consiste à récupérer sur des matériels rebutés des éléments en bon état.

c. La modernisation :

Remplacement des équipements, accessoires et appareils ou éventuellement des logiciels apportant, grâce à des perfectionnements techniques n'existant pas sur le bien d'origine.

7. Entretien :

L'entretien est l'ensemble des actions qui garantissent le bon fonctionnement et la durée de la machine dans le temps il s'agit d'une nécessité essentielle de toute implantation industrielle pour que celle-ci puisse produire avec continuité et se maintenir en parfait état de marche dans le temps.

a. Types d'entretien :

Il existe deux types : (Voir figure 2).

i. Entretien de maintien :

Il répare ou prévient la panne autrement dit rétablit le bon fonctionnement initial.

Il peut être :

- Accidentel : répare après la panne.
- Programme : un temps d'entretien fixé.
- Inspection : peut s'effectuer dans deux conditions.

ii. Entretien d'amélioration :

Il s'agit d'une simple amélioration qui permet d'obtenir une meilleure efficacité le coût d'entretien modification et / ou de remplacement est comparé avec le coût d'entretien en laissant de coût d'entretien d'amélioration moins intéressant.

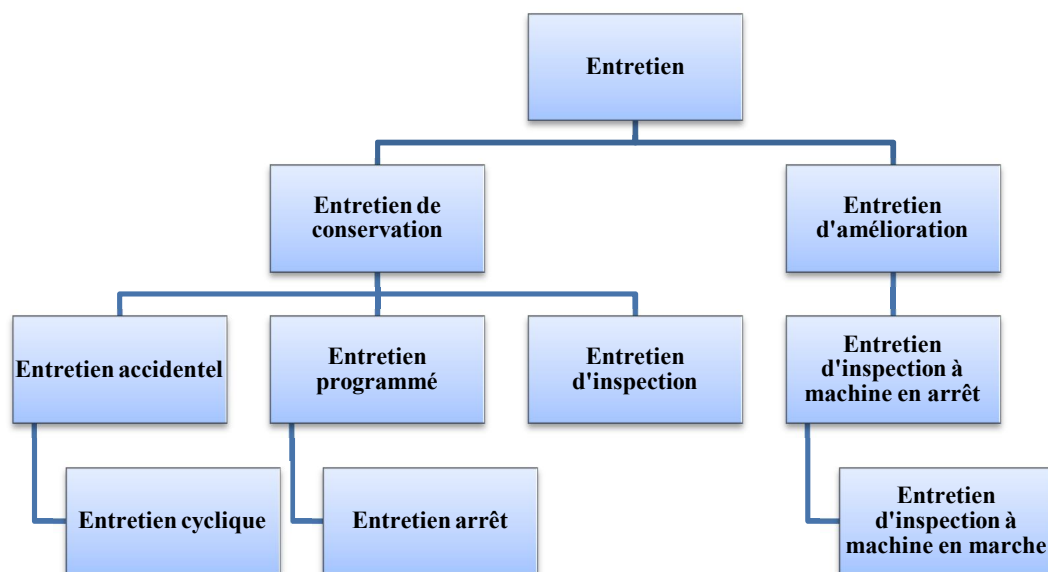


Figure 2 : types d'entretien.

II. Entretien de compresseurs à piston C204:

1. Les opérations d'entretien :

L'exploitation d'un compresseur à piston de même que n'importe quelle machine tournante, doit comprendre un programme planifié d'inspections périodiques et le cas échéant et le remplacement des pièces défectueuses, afin d'assurer une utilisation et une fiabilité maximales de la machine.

Avant et après chaque inspection, toutes les données, y compris les vérifications de vibration et démarrage, doivent être compilées et enregistrées pour référence dans l'avenir. Un livre de suivi technique, contenant tous les travaux d'entretien et d'inspection effectués, est très précieux lors de l'établissement d'un bon programme d'entretien pour les groupes de compresseur. Ce programme d'entretien commence, en principe, par des travaux mineurs, et prend de l'importance au fur et à mesure qu'il se déroule, jusqu'à la révision générale, puis le cycle se répète. Les inspections peuvent être optimisées pour minimiser les temps d'arrêt du groupe ainsi que les coûts d'entretien pour un mode particulier d'utilisation.

Les opérations d'entretien peuvent être divisées comme suit :

- Contrôle pendant la marche de la machine.
- Contrôle pendant l'arrêt de la machine.

Ci-dessous, nous décrivons les opérations les plus importantes pour l'entretien d'un compresseur alternatif.

a. Contrôle pendant la marche de la machine :

- Contrôle des pressions aux différents étages et des températures des gaz comprimé à la sortie des différents cylindres. On peut avoir aussi les indications relatives au comportement des soupapes et des étanchéités des différents étages.
- Surveillance de système de refroidissement :
 - Il faut toujours faire attention à ne pas démarrer la machine avant d'avoir ouvert ce circuit. Des ruptures très graves peuvent se produire à cause des contraintes thermiques anormales dues.
 - Il faut contrôler les différentes températures du circuit, les quantités de fluide caloporteur et la bonne conservation de ce fluide.
 - Il faut aussi éviter les températures trop basses du fluide caloporteur pour empêcher les formations des condensats à l'intérieur des cylindres.
- Surveillance de système de graissage :
 - En général il s'agit de contrôler le niveau du fluide, surtout en cas de graissage par barbotage, en cas de graissage sous pression il faut maintenir la pression environ 3 [atm]
 - Le bon fonctionnement du réfrigérant d'huile doit être contrôlé par des relevés de températures à l'entrée et à la sortie.
- Surveillance de l'embiellage et des coussinets pour découvrir des battements et montées en température insolites.
- Contrôles de l'évacuation régulière des séparateurs de condensats installés après les réfrigérants (la couleur sombre des condensats, ou en cas de gaz secs, de l'huile déchargée indique un état d'usure anormal des segments.).
- Le contrôle du courant absorbé.

b. Contrôle pendant l'arrêt de la machine :

D'ordinaire, les instructions indiquent le type et la fréquence des interventions à effectuer pendant l'arrêt de la machine.

Pour effectuer ce type d'entretien il ne faut pas provoquer l'arrêt forcé de la machine, mais on cherche à l'effectuer pendant les périodes d'arrêt de l'installation, même si elles ne coïncident pas exactement avec les dates établies.

Ces dates sont donc indicatives et n'excluent pas que, selon l'expérience de conduite de la machine ou l'inspection des différentes pièces aux dates établies il soit nécessaire de corriger le programme initial.

Le tableau suivant résume quelques interventions de maintenance périodique et préventive indispensables pour maintenir le compresseur dans d'excellentes conditions de fonctionnement dans le temps.

Les opérations à effectuer en fonction du nombre d'heures de fonctionnement sont décrites.

Pièce à contrôler	Intervalle (heures)	Opération à effectuer
Cylindre	8000	Inspection et mesure de diamètre intérieur.
Piston	8000	Inspection et mesure de diamètre extérieur.
Segments	8000	Inspection et contrôle l'usure des segments.
Clapets	4000	Inspection le fond et mesure l'épaisseur de plaque.
Ressort de clapet	4000	Changer les ressorts.
Crosse	8000	Inspection de l'état de surface glissante.
Palier de crosse	8000	Contrôler la surface par pénétrant et mesure des diamètres intérieur et extérieur.
Vilebrequin	8000	Inspection de l'état de surface mesure des diamètres intérieur et extérieur.

2. Causes possibles de mauvais fonctionnement d'un compresseur à piston :

Problème	Causes probables
Carbone en excès sur les Soupapes	<ul style="list-style-type: none"> • Huile de graissage en excès. • Huile de graissage incorrecte (trop légère, trop de résidus de carbone). • Stockage d'huile issu du système d'entrée ou de l'étage antérieur. • Soupapes cassées ou présentant des fuites à l'origine d'une élévation de température. • Température excessive en raison d'un rapport élevé de pressions dans le cylindre.
Claquement du clapet de décharge	<ul style="list-style-type: none"> • Clapet de décharge défectueux. • Clapets d'aspiration ou anneaux de l'étage juste supérieur présentant des fuites. • Obstruction (corps étranger, peluches), soupape aveugle ou fermée dans la canalisation de refoulement.
Cylindre bruyant	<ul style="list-style-type: none"> • Piston présentant du jeu. • Piston cognant la tête extérieure ou le cylindre côté châssis. • Contre-écrou de crosse desserré. • Soupape(s) cassée(s) ou présentant des fuites. • Segments de piston ou mandrins usés ou cassés. • Pose incorrecte/endommagement du joint du siège de soupape. • Claquements du plongeur de décharge d'air libre.
Fuites excessives de la garniture	<ul style="list-style-type: none"> • Anneaux de garniture usés. • Huile de graissage incorrecte et/ou taux de graissage insuffisant (anneaux bleus). • Saletés dans la garniture.

Fuites excessives de la garniture	<ul style="list-style-type: none"> • Augmentation excessive du taux de pression. • Assemblage incorrect des anneaux de garniture. • Jeu incorrect au niveau des extrémités ou côtés des anneaux. • Système de mise à l'air libre de la garniture bouché. • Bielle de piston rayée. • Voilure excessive de la bielle de piston.
------------------------------------------	--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Problème	Causes probables
Température de refoulement Elevée	<ul style="list-style-type: none"> • Rapport excessif sur le cylindre en raison de fuites des soupapes ou anneaux de l'étage juste supérieur. • Coussinets de crosse encrassés. • Soupapes de refoulement des segments de piston présentant des fuites. • Température d'entrée trop élevée. • Encrassement des chemises d'eau sur le cylindre. • Huile et/ou taux de graissage incorrect.
Cognement du châssis	<ul style="list-style-type: none"> • Axe de crosse, têtes d'axe ou patins de crosse desserrés. • Coussinets de crosse flasques à manetons principaux desserrés ou usés. • Faible pression d'huile. • Huile froide. • Huile incorrecte. • Le cognement provient en fait de l'extrémité cylindre.
Fuites d'étanchéité au niveau de l'huile du vilebrequin	<ul style="list-style-type: none"> • Pose incorrecte du joint d'étanchéité. • Orifice de vidange bouché
Fuites des racleurs huile de la bielle de piston	<ul style="list-style-type: none"> • Segments racleurs usés. • Assemblage incorrect des racleurs. • Bielle usée/rayée. • Adaptation incorrecte des segments par rapport au jeu de la bielle ou au jeu latéral.

III. EXPLOITATION DES COMPRESSEURS ALTERNATIFS À PISTON

1. Démarrage :

a. Préparation :

Début des opérations

i. Préparation des circuits auxiliaires.

- **Circuit de réfrigération** : mise en service sur les cylindres, sur le réfrigérant d'huile, sur les réfrigérants intermédiaires.

- **Circuit lubrification:**

S'assurer que l'huile est en quantité suffisant dans le bâti et à la boîte à graisseurs mécaniques.

- Vérifier la circulation d'huile vers les cylindres et les garnitures par action manuelle sur les graisseurs en déconnectant les clapets de retenue vissés sur les corps de cylindres et les entretoises.
- disposer les circuits de lubrification.

- **Purger** : les amortisseurs de pulsations, les ballons de garde de chaque étage, les entretoises.

- **Air instrument** : alimenter les dispositifs de commande de soupape d'aspiration.

- **Dégazage** des garnitures de tiges de piston

Ouvrir les vannes :

- vers la torche BP.
- vers la mise à l'atmosphère.
- vers le gazomètre BP.
- vers le ballon de reprise sous vide.

- **Pressurisation** des chambres intermédiaires (éventuellement).

ii. Préparation du compresseur

- **Mise à vide du compresseur**

Par blocage en position ouverte des clapets d'aspiration ou ouverture du by-pass ou ouverture des espaces morts additionnels.

- **Virer le compresseur** à l'aide d'une barre à virer.

- **Balayage avec un gaz inerte** des circuits de gaz et du compresseur.

- **Disposer le circuit** pour démarrer selon la procédure définie.

Fin des opérations

b. Mise en marche du compresseur :

**Début des
opérations**

- **Chaînes de sécurité :** Armement
- **Lubrification :**
 - pré graisser la partie mouvement à l'aide de la pompe manuelle ou électrique. S'assurer que le graissage s'effectue correctement : pression normale
 - par action manuelle sur les graissages mécaniques pré graisser les cylindres et les garnitures de tiges de piston
- **Démarrer la machine d'entraînement :** les compresseurs entraînés par moteurs électriques montent en vitesse à vide en environ 10 secondes. Ils peuvent commencer à débiter en moins d'une 1/2 minute.
- **Mise en charge du compresseur et mise en ligne des circuits** selon la procédure en vigueur.
- **Contrôle des différents points à surveiller :**
 - du circuit procédé
 - des circuits de lubrification
 - du circuit de réfrigération
 - des chambres d'espacements

**Fin des
opérations**

Avant la première mise en marche d'un compresseur alternatif, une marche de rodage doit être effectuée selon les instructions du constructeur.

Dans la disposition du circuit procédé on prendra garde de ne jamais mettre en communication les zones haute et basse pression. L'étanchéité d'un clapet anti-retour n'étant généralement pas certaine, on évitera de n'interposer qu'un clapet entre ces deux zones.

2. Arrêt :

Début des
opérations

- **Mise à vide du compresseur :**
 - bloquer ouvert les clapets d'aspiration
 - ouvrir les chambres d'espaces morts additionnels
- **Disposer le circuit procédé :** selon la procédure définie liée à l'équipement du compresseur (avec ou sans by-pass).
- **Arrêter la machine d'entraînement**
- **Arrêter l'eau de réfrigération :** pour éviter la formation de condensats dans le cylindre
- **Purger :**
 - les amortisseurs de pulsations
 - les ballons de garde
 - les chambres intermédiaires
 - le circuit de réfrigération s'il y a risque de gel

Fin des
opérations

I. ETUDE THERMODYNAMIQUE.

1. Etude thermodynamique de la compression du gaz :

a. Travail d'une compression :

D'après la thermodynamique, la quantité d'énergie fournie au gaz à savoir le travail & " dW " et la quantité de chaleur " dQ " peuvent être exprimée par la variation de l'enthalpie " dh " et de celle de l'énergie cinétique " $d(\omega^2/2)$ " pour l'unité de masse " $m=1Kg$ ".

$$dW + dQ = dh + d(\omega^2/2) \text{ en [J/Kg]}.$$

ω : Vitesse angulaire du gaz en [rad/s].

Cette équation représente une des formes de l'équation du premier principe de la thermodynamique relatif à l'écoulement du gaz.

La chaleur est toujours négative pour les compresseurs et la vitesse ($d\omega=0$) car les vitesses du gaz à l'entrée et la sortie d'un compresseur sont approximativement égales et le travail nécessaire à la compression du gaz peut être calculé de la forme suivante :

$$\text{On a : } d(\omega^2/2) = 0$$

$$\text{Et donc : } dh = dw + dq \quad (1)$$

$$dw = dh - dq \quad (2)$$

L'étude thermodynamique de la compression effectuée souvent à l'aide des diagrammes (h,s), permet de déterminer la variation d'enthalpie ($\Delta h = h_2 - h_1$) dans le compresseur. (Voir figure 1).

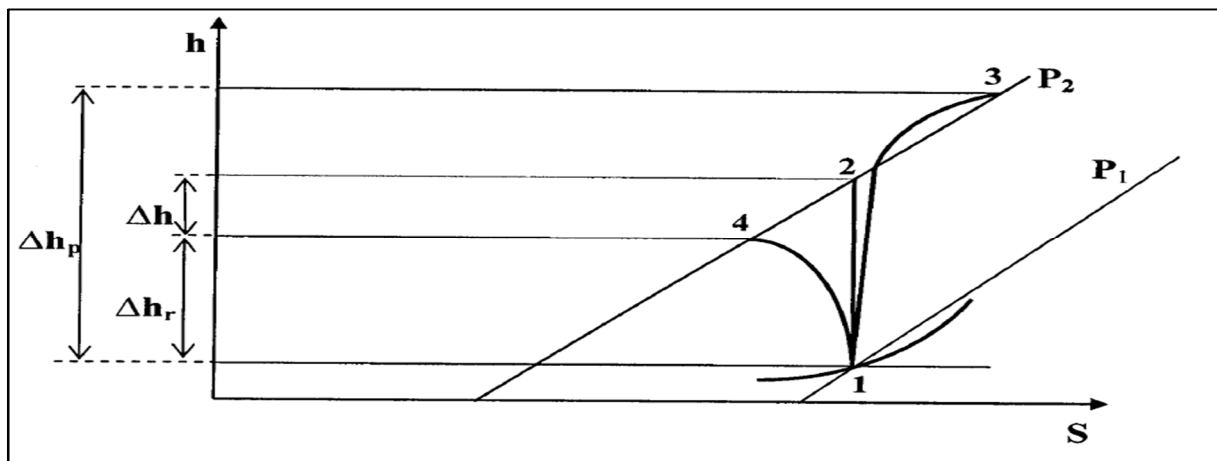


Figure 1 : diagramme (H,S).

- La compression adiabatique réversible dans un compresseur idéal sans perte d'énergie est représenté par la droite ($1 \leftrightarrow 2$) parce que dans ce cas ($Q=0$) et la variation d'entropie ($S_2 - S_1 = 0$).
- La compression réelle sans refroidissement a lieu suivant la courbe ($1 \leftrightarrow 3$) et elle est toujours accompagnée des pertes Δh_p ainsi que l'augmentation de l'entropie ($ds > 0$).
- La compression avec refroidissement ($1 \leftrightarrow 4$) pour laquelle d'après l'équation (2)

$$\Delta h = W - Q.$$

- Pour les gaz parfaits Δh se calcule à partir de la chaleur spécifique à pression constante C_p .

$$W = \Delta h = C_p (T_2 - T_1) \quad (3)$$

Ou : T_1 : Température d'aspiration. T_2 : Température de refoulement.

Il est plus commode d'analyser le fonctionnement à l'aide d'un diagramme (P,V) parce que l'aire dans ce diagramme correspond à la valeur de travail. (Voir figure 2).

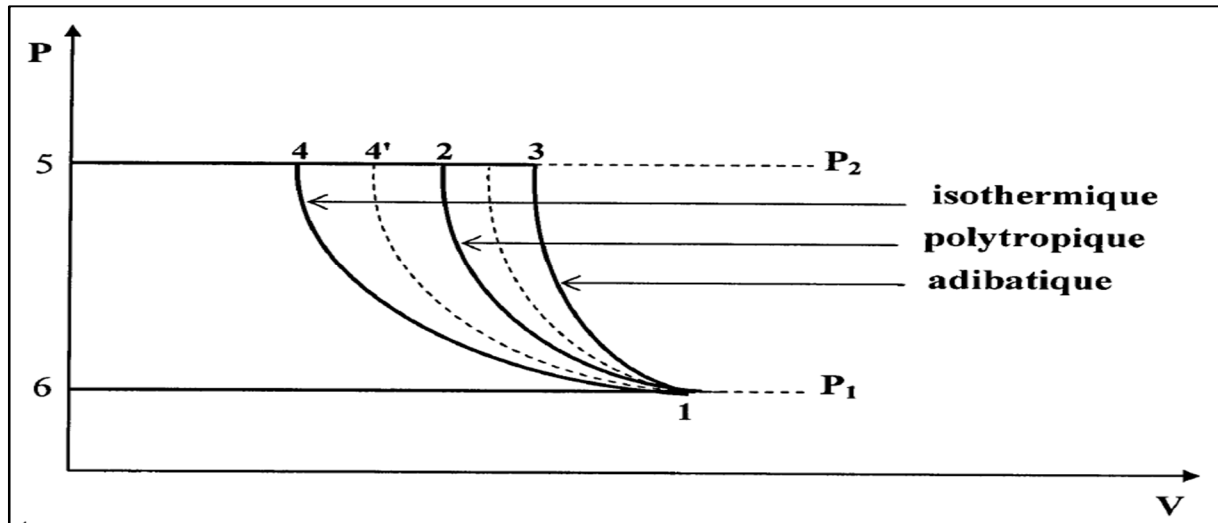


Figure 2 : diagramme (P,V)

Pour la compression isotherme par exemple le travail de compression est représenté par l'aire entre la courbe de transformation et les deux isobares : P_1 et P_2 .

On peut alors constater que : $W_{isotherme} < W_{polytropique} < W_{adiabatique}$.

Afin d'exprimer le travail W en fonction de la pression P et de volume spécifique du gaz (V) on doit utiliser la relation pour l'enthalpie.

D'où :
$$h = U + PV \quad (4)$$

$$dh = du + PdV + VdP \quad (5)$$

D'après l'équation de premier principe de la thermodynamique pour un système a volume variable telle que ($dP=0$); pression constante.

On a : $dQ = dU + PdV \quad (6)$

En rapportant (5) et (6) à (1) nous obtenons :

$$dW = VdP \quad (7)$$

$$W = \int VdP \quad (8)$$

Et donc le travail est représenté dans le diagramme (P,V) par l'aire qui est limitée par la courbe de transformation thermodynamique.

Plusieurs cas sont à envisager suivant la loi de variation de P en fonction de V pendant la transformation.

- Dans la compression isothermique : $T=cte$.

L'équation est : $PV=cte$;

La variation d'enthalpie : $h_2-h_1=c_p(T_2-T_1)=0$. Puisque $T_2=T_1$

Quantité de chaleur et travail échangé : $Q_{12}=W_{12} \quad [J/Kg]$.

$$\text{Avec : } W_{12} = r T_1 \log \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad [J/Kg]. \quad (9)$$

$$W_{12} = r T_1 \log \tau \quad [J/Kg]. \quad (10)$$

Telle que : $\tau = P_2/P_1$: taux de compression.

- Pour la compression isentropique :

L'équation est : $PV^k = cte$

Il n'y a pas d'échange de chaleur avec le milieu extérieur : $Q_{12}=0$.

Travail échangé : $W_{12}=c_p(T_2-T_1)$ [J/Kg].

$$\text{Avec : } T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{k-1/k},$$

$$\text{Donc : } (T_2/T_1) - 1 = (P_2/P_1)^{k-1/k} - 1,$$

$$T_2 - T_1 = T_1 [(P_2/P_1)^{k-1/k} - 1] \quad (11)$$

En remplaçant l'équation (11) dans l'équation (3) on trouve :

$$W_{12} = z c_p T_1 [(P_2/P_1)^{k-1/k} - 1] \quad (12)$$

c_p : peut être calculé à partir de l'équation de MAYER :

$$c_p - c_v = R \quad (13)$$

R: constante de gaz en [KJ/Kg. K]

$$\text{Et } k = c_p/c_v$$

$$c_p = (k/k - 1).R \quad (14)$$

En remplaçant l'équation (14) dans l'équation (12) on trouve :

$$W_{12} = (k/k - 1).z RT_1 [(P_2/P_1)^{k-1/k} - 1] \quad (15)$$

$$\text{Donc : } W_{12} = (k/k - 1).z RT_1 [(\tau)^{k-1/k} - 1] \quad (16)$$

Cette équation permet de calculer le travail adiabatique de la transformation réversible et sans pertes internes dit 'travail isentropique'.

- Pour la compression polytropique :

En remplaçant l'exposant adiabatique par l'exposant polytropique n on peut utiliser toutes les équations adiabatiques pour calculer les transformations polytropiques. Il en ressort que le travail polytropique d'une transformation réversible sans pertes d'énergie avec n=var se calcule à partir de l'équation :

$$W_{12} = (n/n - 1).z RT_1 [(\tau)^{n-1/n} - 1] \quad (17)$$

Le travail adiabatique réel d'une transformation irréversible avec n=var suivant l'équation (3) est égale à :

$$W = C_p (T_{2r} - T_1) \quad (18)$$

T_{2r} : température réel de gaz au refoulement.

Si l'on sait que l'exposant $n=cte$ de polytrophe nous pouvons écrire :

$$T_{2r}/T_1 = (\tau)^{k-1/k} \quad (19)$$

Rapportant les équations (14) et (19) à l'équation (18) on obtient :

$$W_{12} = (k/k - 1).z RT_1 [(\tau)^{n-1/n} - 1] \quad (20).$$

b. Débit d'un compresseur alternatif**i. Expression du débit volume :**

Le volume aspiré par cycle (donc par tour) pour un effet est égal à $V_1 - V_4$.

Le compresseur tournant à la vitesse N (tours par minute), le débit aspiré est égal à $(V_1 - V_4) \times N$, ou en une heure $(V_1 - V_4) \times N \times 60$.

Si un nombre d'effets identiques ne débitent en même temps, on voit que le débit volume aspiré de l'ensemble du compresseur s'exprimera par :

$$Q_{Vasp} = (V_1 - V_4) \times n_e \times N \times 60$$

Q_{Vasp} : Débit volume aspiré à P_A, t_A [m^3/h].

$(V_1 - V_4)$: Volume aspiré par cycle [m^3].

n_e : Nombre d'effet.

N : vitesse de rotation.

Le débit volume s'exprime toujours dans les conditions qui règnent à l'aspiration (t_A, P_A).

ii. Expression du débit masse :

Le débit masse est un paramètre intéressant pour le compresseur, car constant tout au long de la compression. Il est notamment très utilisé en fabrication pour suivre la production d'une unité.

On l'exprime de la façon suivante :

$$Q_m = Q_{Vasp} \times \rho_A$$

Q_m : Débit masse [Kg/h].

Q_{Vasp} : Débit volume aspiré à P_A, t_A [m^3/h].

ρ_A : Masse volumique à P_A, t_A .

c. Le rendement :

Le rendement volumétrique s'exprime par la relation :

$$\eta_v = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_M} = 1 - E \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/k} - 1 \right].$$

2. Compresseurs à plusieurs étages avec refroidissement intermédiaire :

L'accroissement de nombre d'étages avec refroidissement intermédiaire permet en se rapprochant d'une compression isotherme de diminuer le travail à fournir pour le même taux de compression.

Par exemple pour un compresseur 3 étages le travail polytropique s'exprime par la somme des travaux :

$$W = (n/n - 1).z RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{n-1/n} - 1 \right] + (n/n - 1).z RT_1 \left[\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{n-1/n} - 1 \right]$$

Le gaz étant refroidi à chaque étage la température à la valeur T_1 .

$$\text{Comme : } P_1 V_1 = P_2 V_2 = P_3 V_3 = z RT_1.$$

Ou R la constante du gaz :

Si $n = cte$ le travail sera :

$$W = (n/n - 1).z RT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{n-1/n} + \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{n-1/n} - 2 \right]$$

Le taux de compression total est définie par : $\tau_t = P_3/P_1$.

qui peut aussi s'exprimer par :

$$\tau_t = \frac{P_3 P_2}{P_2 P_1} = \tau_2 \tau_1$$

D'où : $\tau_t = \tau_2 \tau_1 \dots \tau_n$

Ce qui permet de déduire le taux de compression d'un étage : $\tau_i = \sqrt[s]{\tau_t}$.

s : étant le nombre d'étage ; τ_i le taux de compression d'un étage.

3. Application thermodynamique :

Le calcul thermodynamique a pour but la détermination des performances du compresseur ; pour obtenir des résultats réalistes nous avons utilisé les paramètres de fonctionnement relevés sur site et qui sont résumés dans les tableaux ci-dessous :

Conditions:

Compresseur à piston (5 étages) avec refroidissement intermédiaire.	
Pression d'aspiration en [bars].	$P_a = 0.4$
Pression de refoulement en [bars].	$P_r = 350$
Température d'aspiration en [K].	$T_a = 323.15$
Température d'aspiration en [K].	$T_r = 423.15$
Nombre d'étages.	$S = 5$

	1 ^{er} étage	2 ^{eme} étage	3 ^{eme} étage	4 ^{eme} étage	5 ^{eme} étage
Compressibilité Z_a	0.982	0.936	0.916	0.813	0.529
Compressibilité Z_r	0.958	0.871	0.829	0.800	0.953
Z_{moy}	0.97	0.90	0.872	0.806	0.741
C_p/C_v	1.099	1.120	1.187	1.367	2.194
Coefficient d'espace mort E	0.16	0.19	0.14	0.28	0.30

Les caractéristiques de gaz :

	Masse molaire [Kg/Kmole]	Concentration moléculaire [%]	$M_i X_i$
N ₂	28.02	0.0009	0.0252
H ₂ S	34.08	0.0000	0.0000
CO ₂	44.01	0.0007	0.023856
Méthane	16.04	0.0227	0.364108
Ethane	30.07	0.0416	1.250912
Propane	44.09	0.2172	9.576348
I-Butane	58.12	0.0498	2.894376
n-Butane	58.12	0.2304	13.390848
I-Pentane	72.15	0.0659	4.754685
N-Pentane	72.15	0.0862	6.2243805
N-Hexane	86.18	0.0501	4.317618
Benzène	78.11	0.0024	0.187464
N-Heptane	100.20	0.0265	2.6553
Toluène	92.14	0.0011	0.101354
n-Octane	114.20	0.0109	1.24478
Ethynyl-BZ	102.10	0.0001	0.01021
p-Xylène	106.20	0.0004	0.04248
o-Xylène	106.20	0.0003	0.03186
n-Nonane	128.30	0.0030	0.3849
n-Décane	142.30	0.0012	0.17076
n-C11	156.30	0.0004	0.06252
n-C12+	318.00	0.0002	0.0636
H ₂ O	18.02	0.1879	3.385958

a. Détermination des grandeurs principales au calcul thermodynamique :

i. Détermination de la constante spécifique du gaz :

$$R = R_g / M_{mel}$$

D'où :

R_g : constante universelle des gaz parfaits.

M_{mel} : masse moléculaire du mélange.

$$M_{mel} = \sum M_i X_i = 51.16$$

Donc : $R = 8314 / 51.16 = 162.51 \text{ [J/Kg.K]}.$

ii. Calcul des coefficients adiabatiques :

$$C_p - C_v = R$$

Et on a :

$$C_p / C_v = a \quad (\text{connue})$$

$$a - 1 = R / C_v$$

Donc :

$$C_v = R / (a - 1)$$

Et $C_p = R + C_v$

$$k = C_p / (C_p - R)$$

• **Taux de compression :**

$$\tau = \sqrt[n]{P_r/P_a} = \sqrt[5]{350/0.4} = 3.877$$

iii. Calcul des pressions intermédiaires :

Connaissant le taux de compression on peut calculer facilement les pressions intermédiaires par la formule :

$$P_{i+1} = \tau P_i$$

i : numéro de l'étage.

P_i : pression dans l'étage i .

P_{i+1} : pression dans l'étage $i+1$.

τ : taux de compression.

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau ci-dessous :

P_1 en [bars]	P_2 en [bars]	P_3 en [bars]	P_4 en [bars]	P_5 en [bars]	P_6 en [bars]
0.4	1.55	6.01	23.30	90.27	350

iv. Calcul des températures intermédiaires :

On peut calculer les températures intermédiaires par la formule :

$$T_{i+1} = T_i \tau^{n-1/n}$$

τ : taux de compression.

T_{i+1} : température dans l'étage $i+1$.

T_i : Température dans l'étage i .

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau ci-dessous :

T_1 en [K]	T_2 en [K]	T_3 en [K]	T_4 en [K]	T_5 en [K]	T_6 en [K]
323.15	423.15	423.15	423.15	423.15	423.15

• **Rendement volumétrique :**

$$\eta_v = 1 - E[(P_2/P_1)^{1/k} - 1]$$

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau ci-dessous :

	1 ^{er} étage	2 ^{eme} étage	3 ^{eme} étage	4 ^{eme} étage	5 ^{eme} étage
C_v [J/Kg.K]	9170.49	7503.49	6100.49	5185.49	5003.49
C_p [J/Kg.K]	9333	7666	6263	5348	5166
K	1.12	1.15	1.19	1.23	1.24
T	3.877	3.877	3.877	3.877	3.877
N	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25
η_v %	62.35	57.27	70.28	43.74	40.52

v. Calcul des travaux :**• Travail adiabatique :**

On peut calculer les travaux adiabatiques par la formule :

Pour un étage : $W_{adia} = (k/k - 1) \cdot z_{moy} RT_1 [(\tau)^{k-1/k} - 1]$

• Travail polytropique :

On peut calculer les travaux polytropiques par la formule :

Pour un étage : $W_{poly} = (n/n - 1) \cdot z_{moy} RT_1 [(\tau)^{n-1/n} - 1]$

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau ci-dessous :

	1 ^{er} étage	2 ^{eme} étage	3 ^{eme} étage	4 ^{eme} étage	5 ^{eme} étage	Total
W_{adia}	74.18	70.05	69.27	65.28	60.30	339.08
W_{poly}	79.16	73.45	71.17	65.78	60.48	350.04

II. ETUDE MECANIQUE :

Le calcul mécanique de compresseur à gaz consiste à la vérification des dimensions des cylindres, des tiges, ainsi que la résistance de ces pièces travaillant dans des conditions critiques.

1. Calcul de la chemise à l'éclatement :

Le calcul de la chemise consiste à la détermination des dimensions de la chemise et sa vérification à l'éclatement. Le corps de la chemise est conçu en acier XC70,

Donc: $[\sigma] = 489,6 \text{ N/mm}^2$.

➤ Le diamètre extérieur de la chemise est calculé d'après la formule suivante :

$$D_{ext} \geq D_{int} \times \sqrt{\frac{[\sigma] + 0,4 \times P_{eh}}{[\sigma] - 1,3 \times P_{eh}}} [mm]$$

Où :

D_{ext} : Diamètre extérieur de chemise ; $D_{ext} = 195 \text{ mm}$.

D_{int} : Diamètre intérieur de la chemise ; $D_{int} = 170 \text{ mm}$.

P_{eh} : Pression d'essai hydraulique :

$$P_{eh} = K \cdot P_{max}$$

Où :

P_{max} : Pression maximale de service en bars : $P_{max} = 90.27 \text{ bars}$

K : Coefficient de proportionnalité $K = (1,2 \div 5)$, on prend $K = 3$.

Donc :

$$P_{eh} = 3 \times 90.27 = 270.81 \text{ bars} = 27.081 \text{ N/mm}^2$$

On calcul D_{ext} :

$$D_{ext} = 170 \times \sqrt{\frac{489,6 + 0,4 \times 270.81}{489,6 - 1,3 \times 270.81}} = 178.40 \text{ mm}$$

Alors on prend : $D_{ext} = 178.40 \text{ mm}$

$$e_c = \frac{D_{ext} - D_{int}}{2}$$

Ainsi on déduit l'épaisseur de calcul :

$$e_c = \frac{178.4 - 170}{2} = 4.2 \text{ mm}$$

$$e_c = 4.2 \text{ mm}$$

Si on prend les données réelles, on tire le déplacement entre les deux épaisseurs.

Calcul de l'épaisseur réelle :

$$e_r = \frac{D_{ext} r - D_{int} r}{2}$$

$$e_r = \frac{195-170}{2} = 12.5 \text{ mm}$$

$$e_r = 12.5 \text{ mm}$$

On a : $e_c < e_r$

De là, on peut interpréter que notre cylindre résiste bien à l'éclatement

2. Calcul de la tige de piston :

Pendant le fonctionnement de compresseur a gaz, la tige de piston est soumise à différents efforts à savoir :

- Effort de compression ;
- Effort de flambage de la tige.

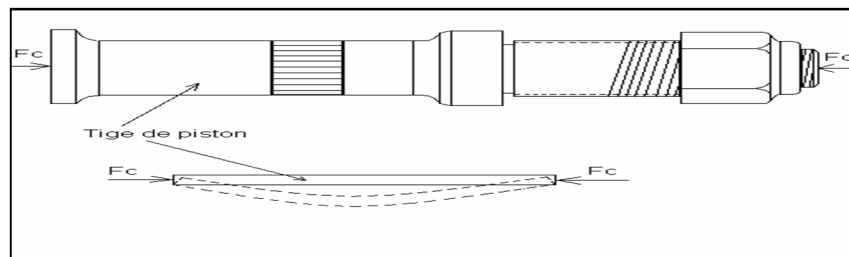


Figure 3 : tige de piston.

a. Effort de compression :

$$F_{comp} = F_p + F_f \text{ (Newton)}$$

Où : F_p : Force du piston.

F_f : Force de frottement du piston.

D'où : La force du piston est :

$$F_p = P \times \pi \times \frac{D_p^2}{4} = 9.027 \times \pi \times \frac{166^2}{4} = 195366.23 \text{ N}$$

$$\text{Et : } F_f = P_{max} (\pi \times D_p \times L_p \times f_l) \quad \text{(Newton)}$$

D_p : Diamètre du piston ; $D_p = 166 \text{ mm}$

L_p : Longueur du piston ; $L_p = 360 \text{ mm}$

f_l : Coefficient de frottement entre la chemise et le piston, $f_l = (0,06 \div 0,3)$, On prend $f_l = 0,2$

Donc : La force de frottement du piston est :

$$F_f = 9.027 \times (\pi \times 166 \times 360 \times 0.2) = 338948.64 \text{ KN}$$

Par conséquent :

$$F_{comp} = F_p + F_f = 338948.64 + 195366.23 = 534314.87 \text{ N}$$

Pendant le refoulement, la partie qui subit la compression est l'extrémité filetée des boulons de la tige sur la crosse, donc la section dangereuse au niveau de ce tronçon est calculée à la contrainte de compression.

$$\sigma_{comp} = \frac{F_{comp}}{S_t}$$

Où : S_t : Section de la tige ;

$$D_t = 75 \text{ mm}$$

$$S_t = \frac{\pi D_t^2}{4} = \pi \times \frac{75^2}{4} = 4417.86 \text{ mm}^2$$

Donc :

$$\sigma_{comp} = \frac{534314.87}{4417.86} = 120.944 \text{ N / mm}^2$$

Pour la vérification de la résistance de la tige du piston à la compression, on compare la contrainte de compression réelle avec la contrainte admissible :

$$[\sigma]_{comp} = K_s \times \sigma_r$$

K_s : coefficient de sécurité.

La tige du piston est de nuance 42CD₄.

$$\sigma_r = 1230 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma]_{comp} = 0.36 \times 1230 = 442.8 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Alors : } \sigma_{comp} < [\sigma]_{comp}$$

Donc la tige résiste bien à la compression.

b. Effort de flambage :

Le calcul consiste à déterminer l'élongation de la tige " λ " et la vérification des contraintes à celles admissibles.

$$\lambda = \frac{L}{r}$$

Où :

L : Longueur de la tige ($L = 520 \text{ mm}$) ;

λ : L'élongation de la tige ;

r : Rayon de giration qui est déterminé par la formule suivante :

$$r = \sqrt{\frac{I}{S_t}}$$
$$I = \frac{\pi \times D_t^4}{64}$$

D'où :

I : Moment d'inertie ;

D_t : Diamètre de la tige.

$$I = \frac{\pi \times 0.075^4}{64} = 1.553 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$\text{Et : } S_t = 4417.86 \text{ mm}^2 = 4.41786 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\text{Donc : } r = \sqrt{\frac{1.553 \times 10^{-6}}{4.41786 \times 10^{-3}}} = 0.0187 \text{ m}$$

➤ Détermination de l'élongation " λ " :

$$\lambda = \frac{L}{r} = \frac{1.30}{0.0187} = 69.518$$

En comparant λ avec (λ_{limite}) où ($\lambda_{\text{limite}} = 105$) nous trouvons que ($\lambda < \lambda_{\text{limite}}$).

Dans ce cas, on calcule la charge critique (σ_{cr}) sous laquelle la tige perd sa stabilité.

$$\sigma_{cr} = 3350 - 6.2 \times \lambda = 3350 - 6.2 \times 69.518 = 2918.9894 \text{ N/mm}^2$$

Par comparaison entre σ_{comp} et σ_{cr} : $\sigma_{comp} < \sigma_{cr}$

Donc on peut conclure que la tige ne subit aucun phénomène de flambage.

3. Calcul analytiques de bielle :

(Détermination des dimensions minimale pour éviter le flambage)

Pour des calculs analytiques Section [I] est considéré et à l'aide de formule Rankine toutes les dimensions sont calculées puis à partir de ces calculs l'analyse est effectuée Voici les calculs :

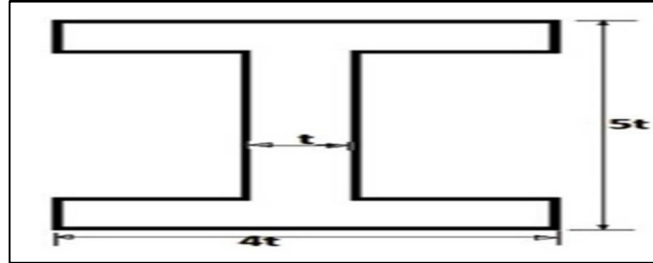


Figure 4 : Dimensions de section [I] de bielle.

Examinons I Section de la bielle comme indiqué sur le schéma avec proportions suivantes. Bride et web de la section d'épaisseur = t de la section,

Largeur $B = 4t$, Profondeur ou hauteur de la section, $H = 5t$

Tout d'abord laissez-nous trouver si la section choisie est satisfaisant ou non. La bielle est considéré comme deux extrémités sur charnières pour le flambage autour de l'axe X et deux extrémités fixes pour le flambage sur l'axe des y. Si la bielle doit être tout aussi ferme dans le flambage sur deux axes. Afin d'avoir une aussi forte de bielle à chacun des axes.

$$I_{xx} = 4 I_{yy}$$

I_{xx} = Moment d'inertie de la section sur l'axe des X

I_{yy} = Moment d'inertie de la section sur l'axe des Y

(Note: I_{xx} est maintenue légèrement inférieure à $4I_{yy}$)

Surface de la section transversale

$$S = 2 [4t \times t] + 3t \times t = 11t^2$$

Moment d'inertie autour de l'axe x

$$I_{xx} = 1/12 (BD^3 - bd^3)$$

$$I_{xx} = 1/12 [4t (5t)^3 - 3t (3t)^3] = 419[t^4]/12$$

Moment d'inertie autour de l'axe y

$$I_{yy} = 2 \times 1/12 \times t \times (4t)^3 + 1/12 (3t) t^3 = 134/12[t^4]$$

$$I_{xx}/I_{yy} = [419/12]x[12/134] = 3.12$$

Puisque la valeur de I_{xx}/I_{yy} se situe entre 3 et 3,5 m par conséquent [I]-section choisie est tout à fait satisfaisante.

Maintenant, voyons la dimension de I- section. Depuis la bielle est conçu en prenant la force sur la bielle (F_c) égale à la force maximale sur le piston (FL) en raison de la pression de gaz.

$$F_c = FL = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times P$$

$$F_c = FL = \pi/4 \times D^2 \times 3.15 = \pi/4 \times (166)^2 \times 9.027 = 195366.23N$$

Nous savons que la bielle est conçu pour le flambage sur X - axe en plan du mouvement de la bielle supposent que les deux extrémités sont articulés. Étant donné que le facteur de sécurité est 6 donc la charge de flambage

$$W_f = F_c \times f = 195366.23 \times 6 = 1172197.4 N \text{ (} f: \text{ le facteur de sécurité)}$$

Nous savons que le rayon de giration de la section sur l'axe X :

$$K_{XX} = \sqrt{\frac{I_{XX}}{S}} = \sqrt{\frac{419}{12t^4 \times 1/11t^2}} = 1.78 t$$

La longueur de la manivelle

$$r = \text{Course du piston} / 2 = 170/2 = 85mm.$$

La longueur de la bielle

$$L = 2 C = 340mm.$$

Maintenant, selon la formule de Rankine; la charge de flambage.

$$W_f = [\sigma_c \times A] / 1 + \alpha(L/K_{XX})^2$$

$$\sigma_c = 320 N/mm^2 \text{ (Pour l'acier doux)} ; \alpha = \frac{1}{7500} \text{ (Pour l'acier doux)}$$

Maintenant

$$1172197.4 = 320 \times 11t^2 / 1 + (1/7500 (340/1.78t)^2)$$

$$3663.115 = 11t^2 / (1 + 4.86/t^2)$$

$$11t^4 - 3663.115t^2 - 17802.74 = 0$$

Poser $t^2 = x$

$$11x^2 - 3663.115x - 1780.74 = 0$$

$$x = 333.11 ; x = - 0.108 ; t = 18.25$$

On prend $t = 18.25 mm$.

Largeur de la section

$$B = 4 \times t = 4 \times 18.25 = 73 mm$$

Profondeur ou hauteur de la section

$$H = 5 \times t = 91.25 \text{ mm}$$

Hauteur du pied de bielle

$$H_1 = 1.1H \sim 1.25H = 1.1 \times 91.25 = 100.375 \text{ mm}$$

Hauteur de la tête de bielle

$$H_2 = 0.9H \sim 0.75H = 0.9 \times 91.25 = 82.125 \text{ mm}$$

Diamètre intérieur de la petite extrémité de bielle (tête de bielle)

$$d_1 = F_1 / P_{b1} \times l_1 = 195366.23 / 12.5 \times 1.5 d_1 = 102 \text{ mm}$$

Diamètre extérieur de la petite extrémité de bielle (tête de bielle)

$$d_{ext} = d_1 + 2t_b + 2t_m = 102 + 2 \times 3 + 2 \times 6 = 120 \text{ mm} \quad [t_b = (2 \sim 5) \text{ et } t_m = (5 \sim 15)]$$

Diamètre intérieur de pied de bielle

$$d_2 = FL / P_{b2} \times l_2$$

$$P_{b2} = 10.8 \sim 12.6 \text{ N/mm}^2 \text{ et } L_2 = 1 \sim 1.25 d^2$$

$$d_2 = 195366.23 / 10.8 \times 1 \times d_2 = 134.5 \text{ mm}$$

Diamètre extérieur de pied de bielle

$$d_{ext} = 55 + 2t_b + 2d_b + 2t_m = 134.5 + 2 \times 3 + 2 \times 5 + 2 \times 6 = 162.5 \text{ mm}$$

Spécifications de la bielle :

Paramètre	Valeur
K_{XX}	32.485
Largeur de la section	$B = 73 \text{ mm}$
Profondeur ou hauteur de la section	$H = 91.25 \text{ mm}$
Hauteur de la tête de bielle	$H_t = 82.125 \text{ mm}$
Hauteur du pied de bielle	$H_p = 100.375 \text{ mm}$
Diamètre intérieur de tête de bielle	$D_{int t} = 102 \text{ mm}$
Diamètre extérieur de tête de bielle	$D_{ext t} = 120 \text{ mm}$
Diamètre intérieur de pied de bielle	$D_{int p} = 134.5 \text{ mm}$
Diamètre extérieur de pied de bielle	$D_{ext p} = 162.5 \text{ mm}$

Chapitre 05 : PARTIE CALCUL.

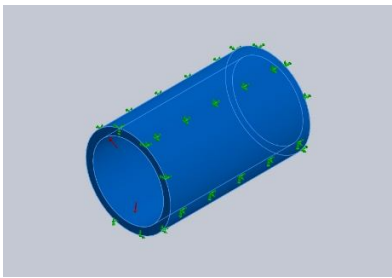
4. Vérification de résistance par la méthode des éléments finis avec solidworks :

a. Etude de la résistance à l'éclatement de la chemise :

Propriétés d'étude :

Nom d'étude	Etude 1
Type d'analyse	Analyse statique
Type de maillage	Maillage volumique
Effets thermiques:	Activé(e)
Température de déformation nulle	298 Kelvin

Propriétés du matériau :

Référence du modèle	Propriétés	Composants
	<p>Nom: xc70</p> <p>Type de modèle: Linéaire élastique isotropique</p> <p>Critère de ruine par défaut: Contrainte de von Mises max.</p> <p>Limite d'élasticité: 4.896e+008 N/m²</p> <p>Limite de traction: 7.45e+008 N/m²</p> <p>Module d'élasticité: 2.05e+011 N/m²</p> <p>Coefficient de Poisson: 0.285</p> <p>Masse volumique: 7850 kg/m³</p> <p>Module de cisaillement: 8e+010 N/m²</p> <p>Coefficient de dilatation thermique: 1.23e-005 /Kelvin</p>	Corps volumique 1(Boss.-Extru.1)(Pièce3)
Données de la courbe:N/A		

Informations sur le maillage :

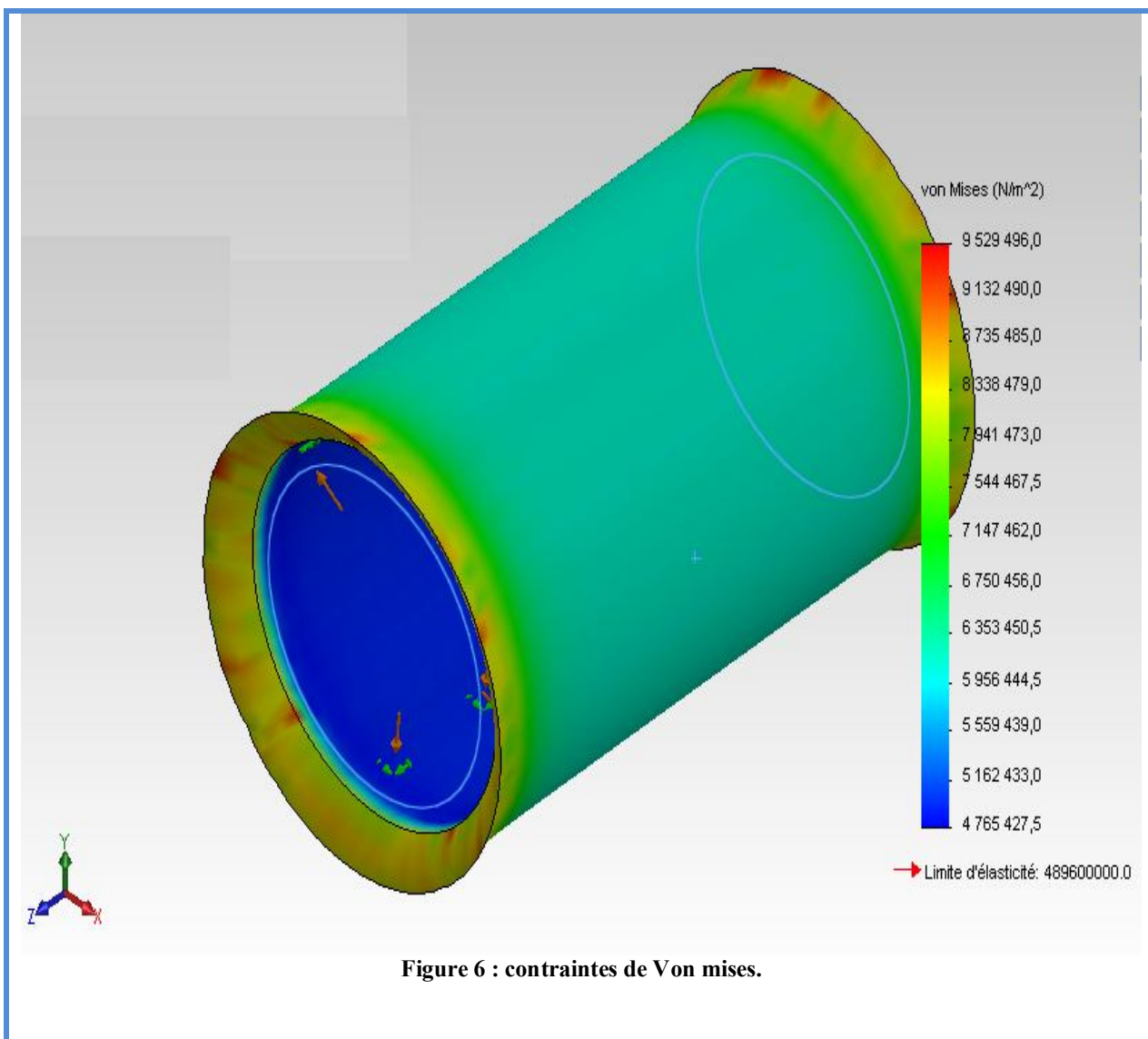
Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage standard
Qualité de maillage	Haute



Figure 5 : information sur le maillage de la chemise.

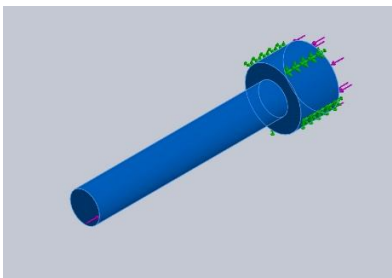
Résultats de l'étude

Nom	Type	Min	Max
Contraintes1	VON: contrainte de von Mises	4.765427 N/mm ² (MPa) Noeud: 59318	9.529496 N/mm ² (MPa) Noeud: 67870



b. Etude de la résistance de la tige de piston :

Propriétés du matériau :

Référence du modèle	Propriétés	Composants
	<p>Nom: NUANCE 42 CD 4</p> <p>Type de modèle: Linéaire élastique isotropique</p> <p>Critère de ruine par défaut: Contrainte de von Mises max.</p> <p>Limite d'élasticité: 4.428e+008 N/m²</p> <p>Limite de traction: 5.6e+008 N/m²</p> <p>Module d'élasticité: 2.05e+011 N/m²</p> <p>Coefficient de Poisson: 0.285</p> <p>Masse volumique: 7850 kg/m³</p> <p>Module de cisaillement: 8e+010 N/m²</p>	Corps volumique 1(Boss.-Extru.2)(Pièce5)
Données de la courbe:N/A		

Informations sur le maillage

Nom du modèle: Pièce5
 Nom de l'étude: Etude 1
 Type de maillage: Maillage volumique

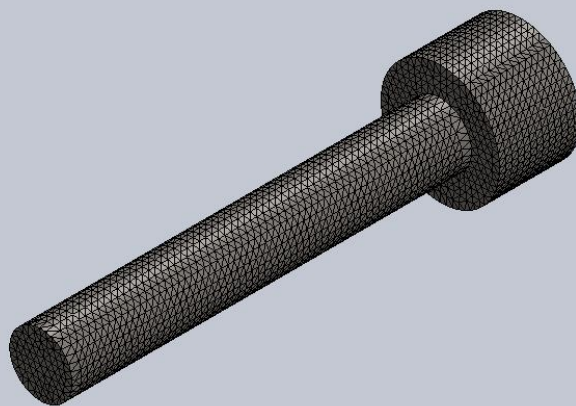
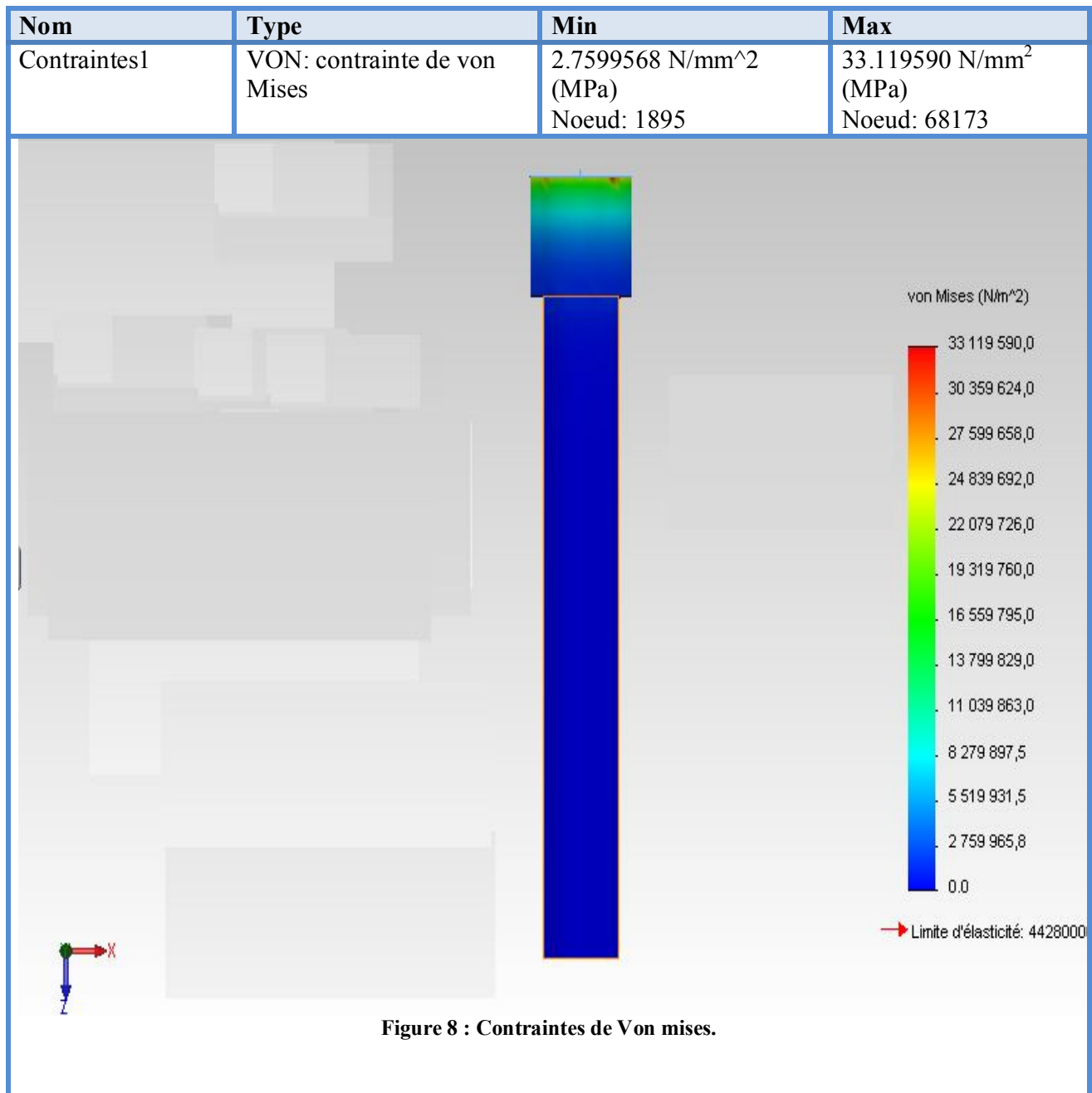


Figure 7 : information sur le maillage du tige piston

Resultat de l'étude**Conclusion**

Les contraintes calculés sont inférieures au contraintes obtenue a l'aide de solidworks, ce qui montrent que les éléments étudiés peuvent supporter la charge et fonctionnent correcte et sans risque de rupture ou de flambage.

CONCLUSION GENERALE :

Le présent travail élaboré lors de notre stage de mise en situation professionnelle et ayant pour thème "Compresseur alternatif à piston d'une station de réinjection de gaz", nous a permis de s'introduire à la vie professionnelle par la prise en charge de certains problèmes techniques posés au niveau des unités pétrochimiques.

La partie bibliographique consacrée à la description et à l'étude des compresseurs nous a permis d'approfondir nos connaissances acquises lors de notre formation universitaire.

Cette étude nous a permis également de mieux assimiler les opérations de maintenance appliquées en liaison avec les pannes possibles qui se manifestent pour ces équipements.

A l'aide de simulation et des calculs mécaniques et thermodynamiques. Les résultats montrent que la tige, la bielle et la chemise de compresseur peuvent résister aux contraintes auxquelles il est soumis, ce qui justifie le bon choix du compresseur (machine réceptrice).

L'accent a été mis sur l'importance d'instaurer une politique de maintenance appropriée, se basant sur le préventif et non pas seulement sur le correctif. Elle permettrait d'évaluer la durée de vie de l'équipement.(compresseur à piston)

Enfin, cette étude nous a été d'une grande utilité. Elle nous a permis d'approfondir nos connaissances théoriques sur les différents équipements utilisés en particulier sur les compresseurs

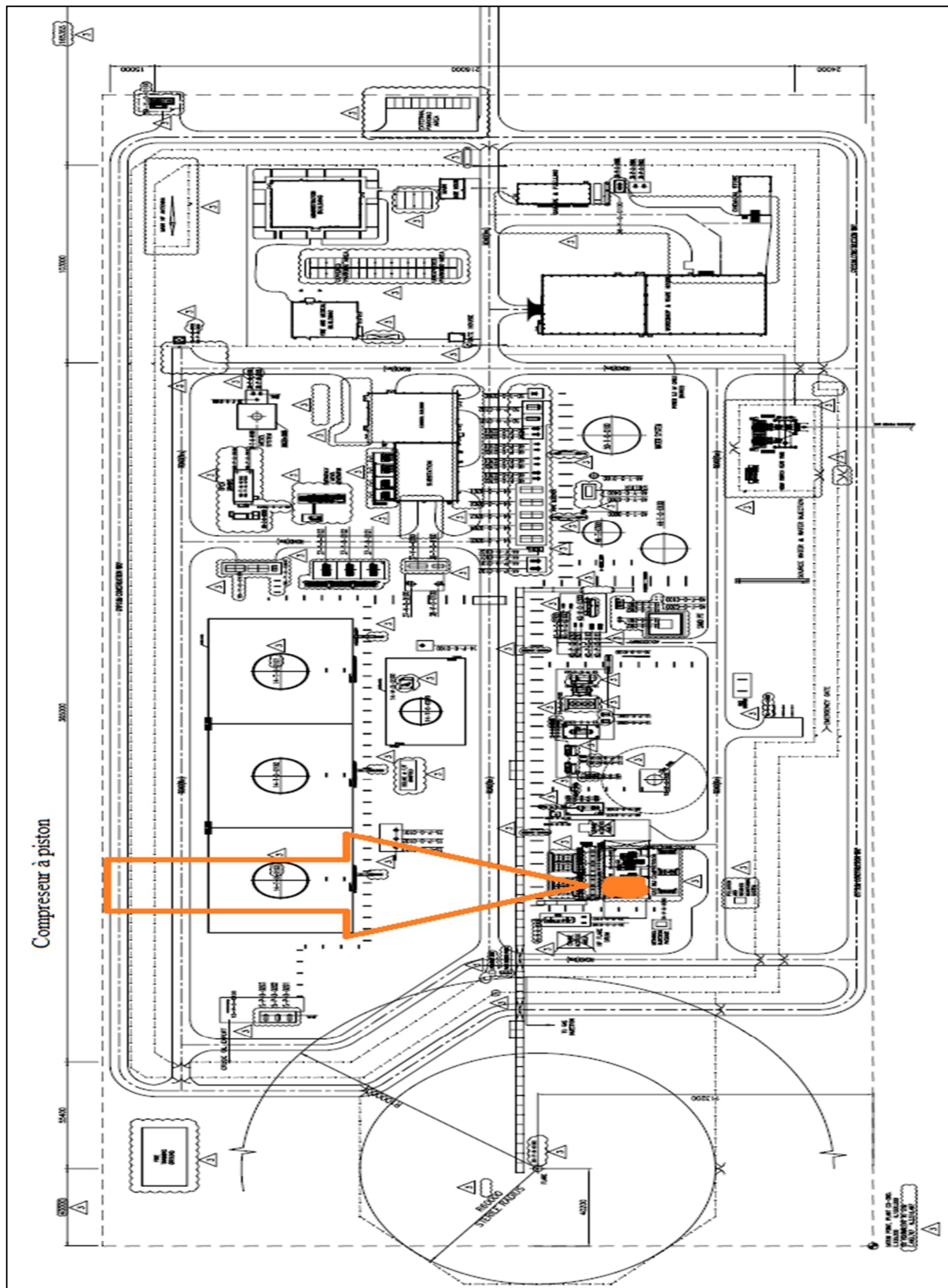


Figure 1 : position de compresseur etudie dans CPF.(annexe 01).

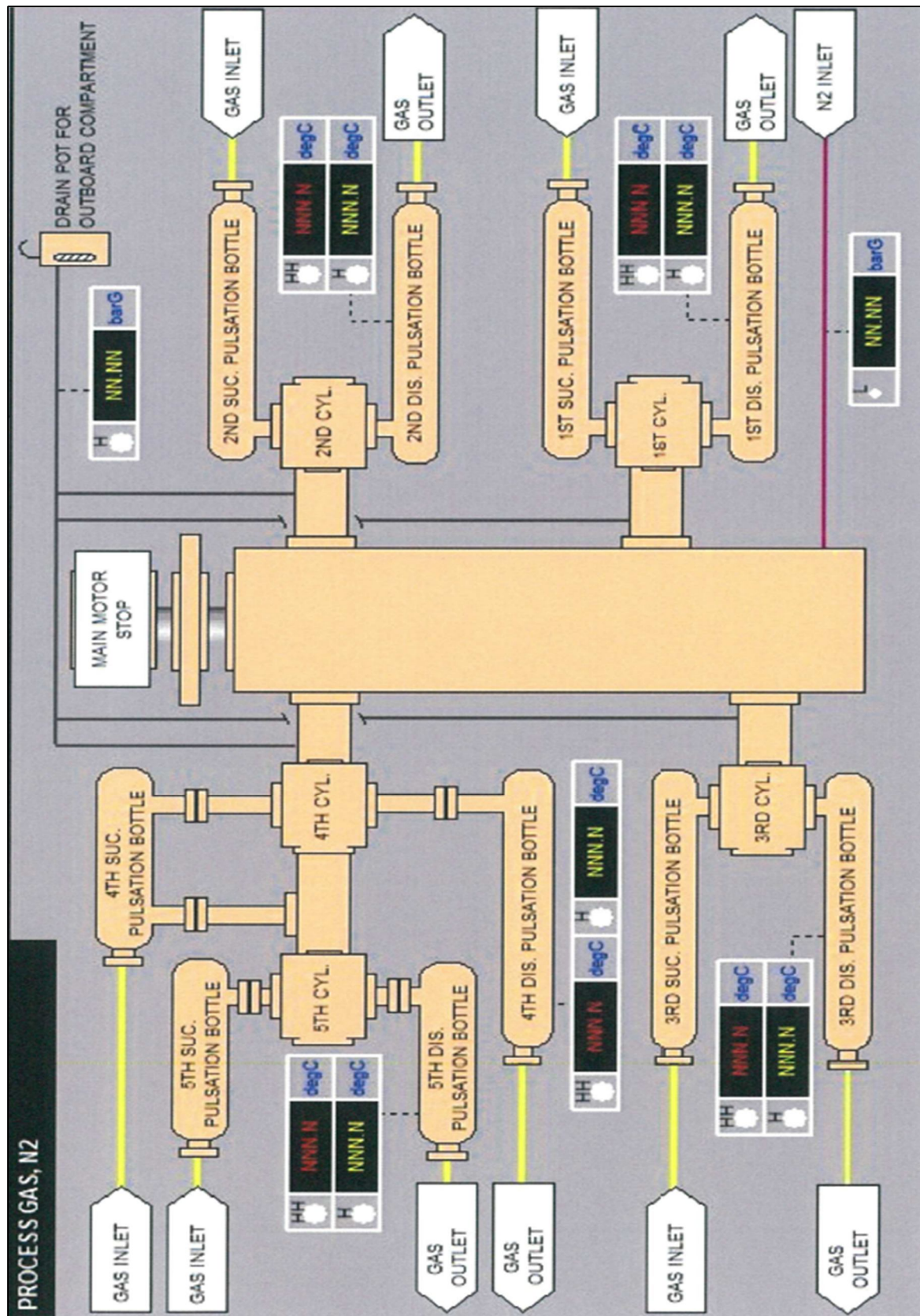


Figure 2 : compresseur a piston C204 (gas process). (annexe 02).

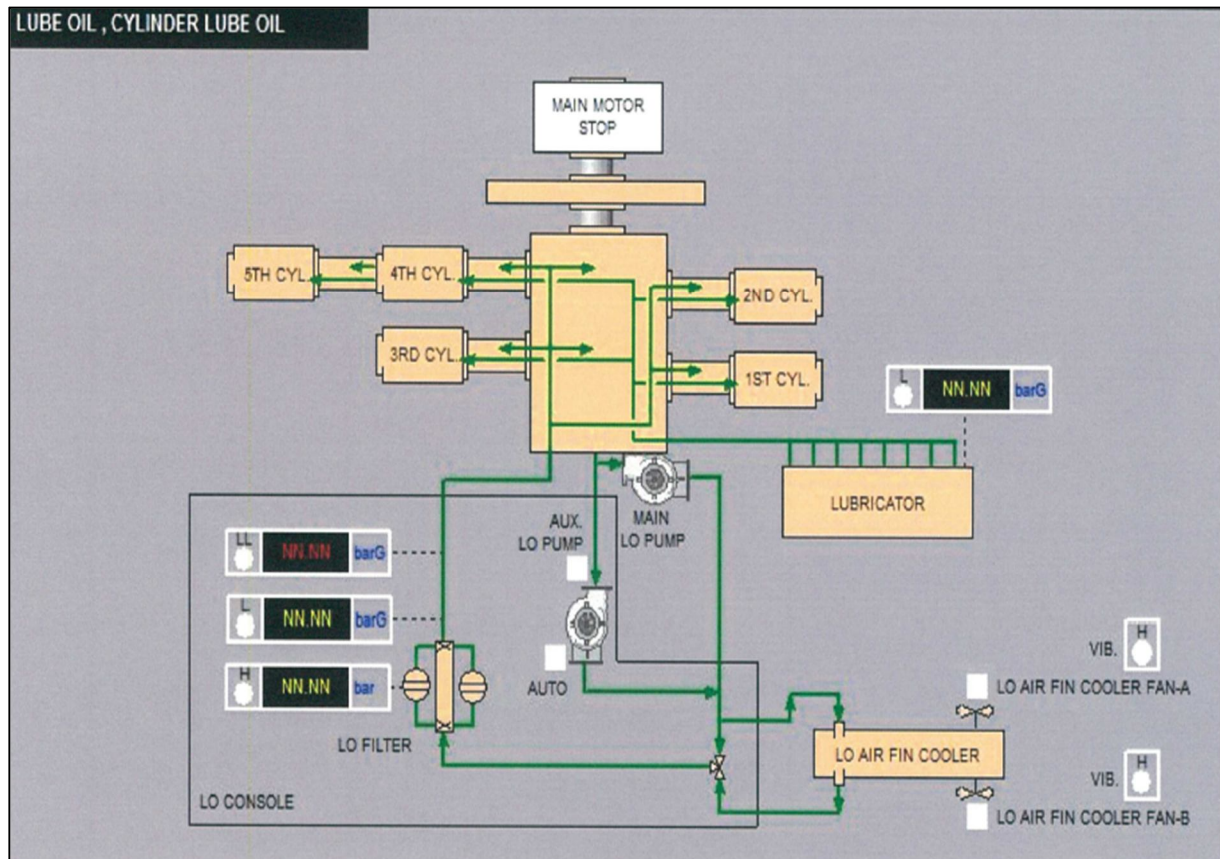


Figure 3 : circuit de lubrification.(annexe 03).

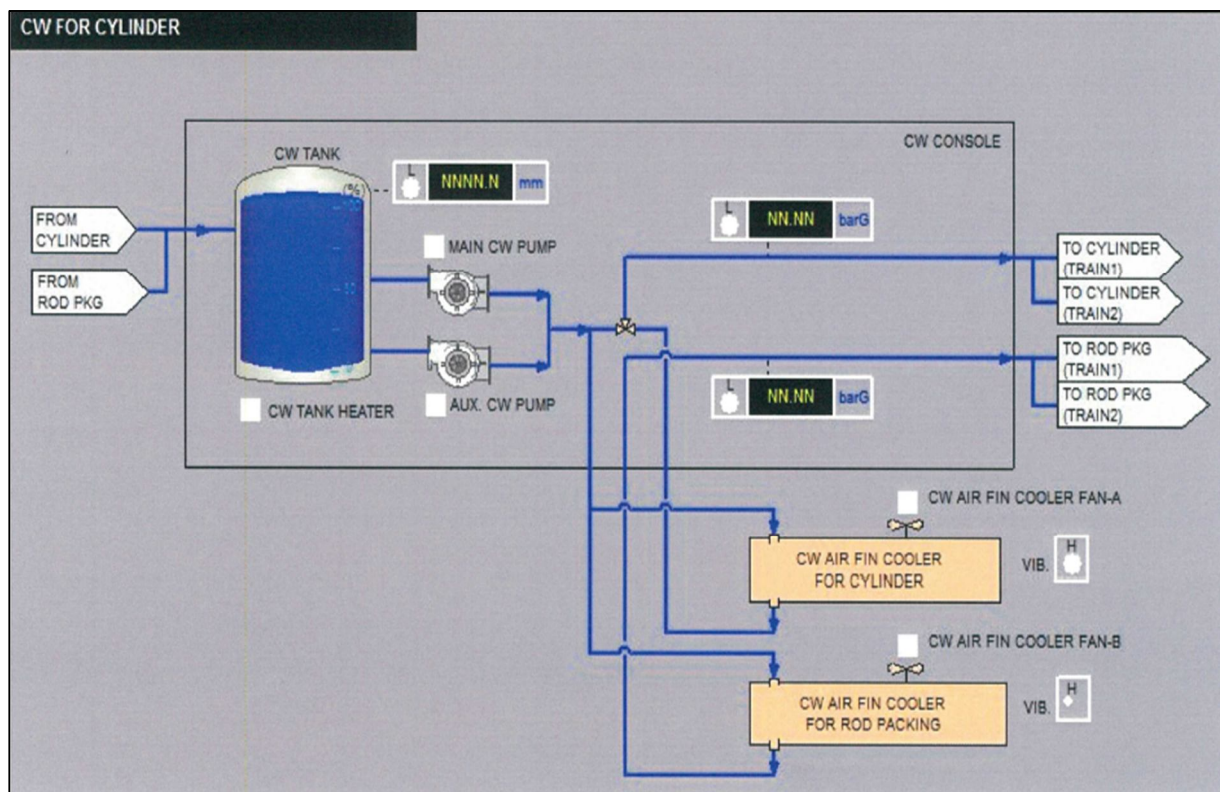


Figure 4 : circuit de lubrification. (annexe 04).

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE :

- **TECHNIQUES DE L'INGENIEUR, TRAITE GENIE MECANIQUE.**
- **MACHINES ALTERNATIVES [BERNARD SWOBODA].**
- **COURS TURBOMACHINE [MR REZOUG].**
- **COURS MACHINES VOLUMETRIQUES [MR ZEGLACHE].**
- **WIKIPEDIA.**
- **COMPRESSOR SECOND EDITION [ROYCE N BROWN].**
- **UTILISATEURS ET CHOIX DES COMPRESSEURS [GRAILLE].**
- **COMPORTEMENT DES GAZ A LA COMPRESSION ET A LA DETENTE**
- **DUCUMENTS INSTITUT FRANCAISE DE PETROLE.**