
INTRODUCTION

L'étude concerne les turbocompresseurs du type centrifuge accouplé à une turbine à vapeur de la raffinerie de pétrole du sidi arcine d'Alger.

Un grand changement de l'économie Algérien s'opère dans le but du développement des différents

Industries (lourdes, légères et de l'énergie) afin d'augmenter le volume des produit finis.

Parmi les machines ayant un rôle important dans les domaines d'activité industriel, on peut citer les compresseurs.

Sans cet optique, notre étude est axée principalement sur le compresseur de gaz d'hydrogéné

Lie à une turbine à vapeur.

Après cette brève introduction on présente le plan de l'étude :

- Le 1^{er} chapitre est un historique de la raffinerie et son lieu d'installation.
- Le 2^{ém} chapitre est une généralité sur les différents compresseurs utilisés dans l'industrie et principalement ceux utilisés dans la raffinerie.
- Le 3^{ém} chapitre est une étude énergétique du couple compresseur-turbine et leurs performances (à savoir puissance, rendement et consommation).
- Le 4^{ém} chapitre est une présentation des problèmes de fonctionnement du compresseur à savoir le pompage, phénomène qui nuit à son fonctionnement, l'anti-pompage et les moyens de l'avoir sont ainsi invertines
- Le 5^{ém} chapitre est la maintenance du compresseur et les différents opérations (entretiens).

On achève l'étude par une conclusion.

I . Présentation de la Raffinerie d'Alger.

Partie A : Présentation de la Raffinerie d'Alger.

I.1 Situation géographique de la Raffinerie :

La raffinerie d'Alger se situe à 5 Km au sud d'EL Harrach et à 20 Km à l'Est d'Alger, occupant une superficie de 182 hectares. Cet emplacement a été choisi après une étude du sol et la découverte d'une nappe d'eau nécessaire pour l'alimentation des systèmes de refroidissement. [01]

I.2 Historique de la raffinerie :

La Raffinerie d'Alger fut créée en décembre 1959 suite à la découverte du pétrole au sud algérien en septembre 1959, le chantier fut ouvert en janvier 1960, le démarrage de la raffinerie n'a eu lieu que le 19 janvier 1964 par un groupe de compagnies étrangères. Le coût de construction est estimé à 210 millions dinars dont 170 millions par les installations et 40 millions de frais établis et autres.

Avant 1971, l'alimentation de la raffinerie était par tankers du pétrole de Bejaia au port pétrolier d'Alger, en suite par pipe de 26 pouces, jusqu'au parc de stockage.

Un piquage a eu lieu à Beni Mansour à partir de pipe reliant Hassi-Messaoud - Bejaia, un oléoduc de 18 pouces d'une longueur de 131 Km jusqu'à la raffinerie avec un débit de 500 m³/h, ce pipe qui a été refait en 20 pouces avec un débit atteignant jusqu'à 800 m³/h. En ce qui concerne le choix de la région algéroise, elle se présente comme un pôle futur de développement industriel. En plus, elle a l'avantage d'être le plus grand centre de consommation avec une part de 40% à 50% de la demande intérieure. Il apparaît clairement que la production à partir de la raffinerie d'Alger sera moins coûteuse que celle venant des autres raffineries.

La Raffinerie, sur le plan quantitatif, veut continuer à assurer la couverture des besoins en produits de première nécessité comme l'essence, gasoil, GPL,...etc., ainsi que les produits qui servent de base pour l'industrie pétrochimique. Sur le plan qualitatif, un programme est mis en place, qui consiste en la suppression du plomb des essences avec une réduction actuelle de 0.4 g/l depuis le premier janvier 1999, jusqu'à 0.15 g/l à partir du premier janvier 2002 et la suppression totale du plomb prochainement. [01] [02]

I.3 Capacité de production :

Le but primordial de la raffinerie est de continuer à assurer la couverture des besoins en produits de première nécessité, ainsi que les divers produits pour l'industrie pétrolière.

La raffinerie a une gamme variée de produits qui répondent aux normes nationales et internationales qui sont :

- Butane et propane commerciaux ;
- Naphta (30% essence SR+70% solvant total) ;
- Essences normale et super ;
- Jet (Kérosène) ;
- Gas-oil ;
- Fuel lourd.

La capacité de production de la raffinerie d'Alger est de 2 700 000 tonnes/an.

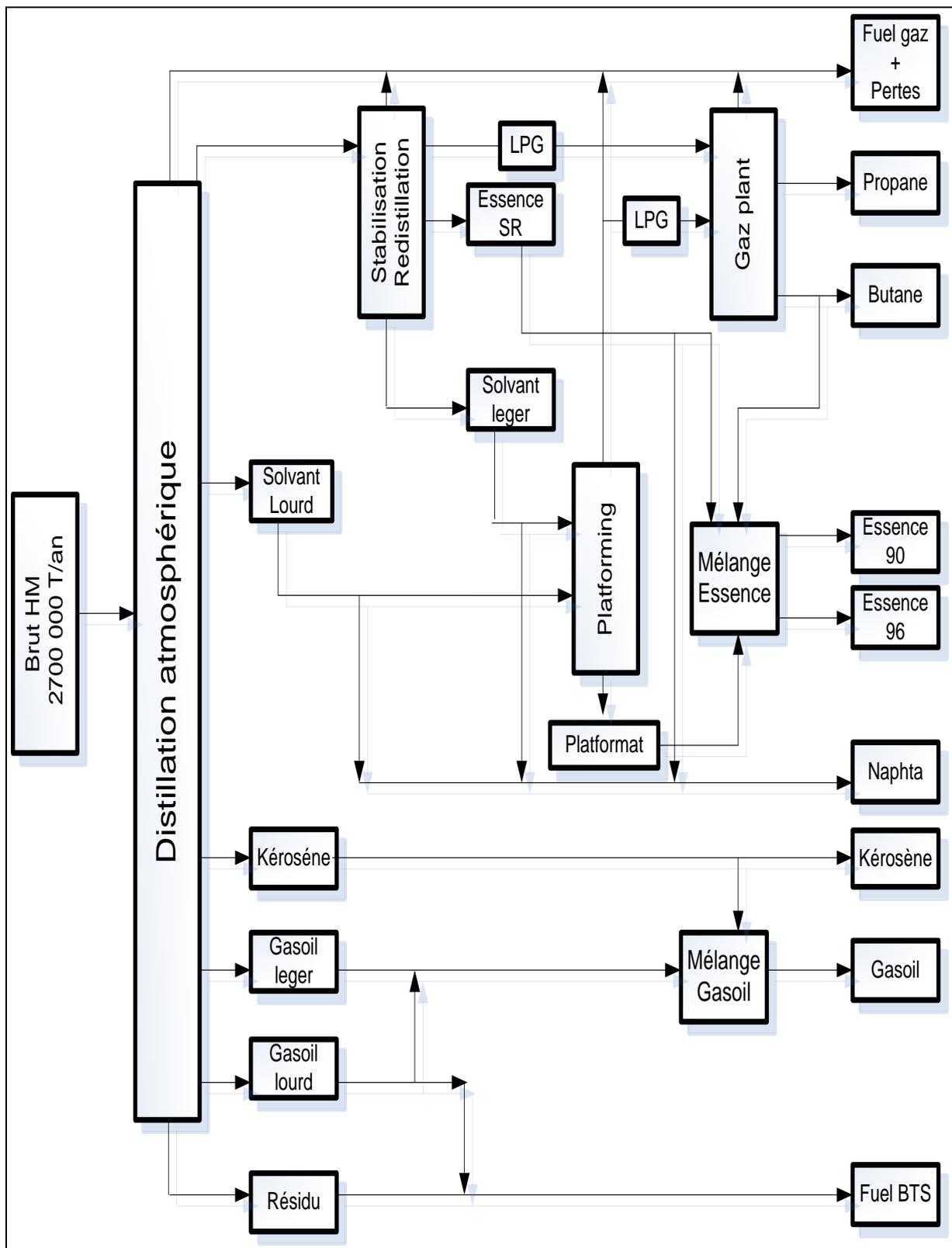


Figure 1. Schéma synoptique de la raffinerie d'Alger.

I.4 Description des principales installations :

La Raffinerie d'Alger est composée de plusieurs installations qui sont :

- Unité de distillation atmosphérique de 2 700 000 tonnes/an.
- Une unité de reforming catalytique de 2 500 m³/j dont le rôle est de transformer une coupe pétrolière à bas indice d'octane (mélange de solvant léger et de solvant lourd) provenant de l'unité de distillation en un reformat à haut indice d'octane qui est la base principale pour la fabrication des carburants automobiles (essence normale et essence super).
- Unité Gas-plant pour la séparation et traitement des GPL.
- Un parc de stockage pour le pétrole brut et pour les produits finis et semi-finis.
- Une unité de pomperie pour les expéditions de produits par pipes aux dépôts El-Harrach, Caroubier, du Port pétrolier, de l'Aéroport d'Alger au dépôt Chiffa (Blida).
- Unité de mélange (Ethylation) pour la fabrication des essences (Normal et Super).
- D'un port pétrolier équipé de trois postes de chargement et déchargement ainsi qu'une station de déballastage et d'écumage d'hydrocarbures.
- D'un laboratoire de contrôle de la qualité des produits.
- Une centrale thermoélectrique constituée d'un groupe turboalternateur qui développe 6MW d'énergie électrique, la centrale a pour but d'assurer les besoins énergétiques de la raffinerie (vapeur, eau, électricité, air).
- Deux chaudières à vapeur de 47 tonnes/h chacune.
- Deux stations de traitement des eaux.
- D'un poste de commandement d'intervention en 24/24h.
- Plusieurs ateliers de maintenance et de magasins.
- D'une rampe de chargement GPL alimentant les régions du centre du pays.

I.4.1 Unité 100 : Unité de distillation atmosphérique:

A partir des bacs de stockage A301, A302, A303 le pétrole brut de Hassi- Messaoud ou le mélange de brut Hassi-Messaoud avec des proportions variables n'excédant pas 28% en poids de condensât Hassi-R'Mel, est pompé à une température de 27°C au moyen des pompes verticales P101A, P101B, P101C.

Cette unité a pour but de fractionner le brut en produits finis : Kérosène; gas-oil moteur ; fuel et GPL (Butane et Propane) qui seront directement stockés avant d'être commercialisés, ainsi qu'en produits intermédiaires : solvants léger et lourds qui serviront de charge pour l'unité de reforming catalytique. Sa capacité de traitement est de 2 700 000 tonnes/an.

L'unité de distillation atmosphérique comprend :

- Un train de préchauffe.
- Un ballon de flash D102.
- Un four F101.
- Un ballon fuel-gas D107 pour alimenter le four F101.
- Une colonne de distillation atmosphérique C101.
- Une Tour de débutanisation C104.
- Une Tour de redistillation C105. [01] [02] [09]

Produits	Destinations
GPL	Charge pour l'unité Gas-plant
Essence SR	Base pour les essences Base pour les naphtas export
Solvant léger (97 – 108 °C)	Utilisé comme charge du reforming en mélange avec le solvant lourd Base naphta export
Solvant lourd (168 – 178 °C)	Utilise comme charge de l'unité de reforming en mélange avec le solvant léger Base pour naphta export
Kérosène (228 – 238 °C)	Jet-A1 pour aviation
Gas-oil Léger (278 – 289 °C)	Carburant diesel
Distillat (330 – 340 °C)	Utilise comme combustible pour chaudières et en mélange avec du résidu pour la fabrication du fuel-oil BTS

Tableau I-1. les produits et leurs destinations.

I.4.2 Unité 200 : Unité de platforming (reforming catalytique) :

La charge (solvant) venant soit de l'unité 100 (distillation atmosphérique) soit des bacs A102, A103, A104 est reprise par la pompe P204 A ou B.

Cette unité a pour objectif d'augmenter l'indice d'octane du mélange solvant léger-solvant lourd par les réactions catalytiques pour obtenir à la sortie le "plat-format" destiné à la fabrication des essences. Sa capacité de traitement est de 2500m³/j. [01] [02] [03]

L'unité de reforming catalytique comprend :

- Un train de préchauffe
- Un réacteur de garde (R201) utilisant un catalyseur pour retenir les poisons contenus dans la charge.
- Une section catalytique avec deux fours (F202 et F203 avec petite et grande cellule), trois réacteurs (R202, R203, R204) et un ballon séparateur d'hydrogène D203.
- Un ballon fuel-gas D214 pour alimenter les fours F202, F203, F204.
- Un turbocompresseur (K201).
- Une section de stabilisation avec une colonne (C202) et un four F204 : pour chauffer le fond de la colonne afin de séparer les GPL du plat-format et l'envoyer vers l'unité de gaz-plant.

I.4.3 Unité 300 : Unité gaz-plant (traitement et séparation) :

Cette unité permet la séparation et le traitement des gaz venant des deux unités précédentes, pour produire le propane et le butane commerciaux liquéfiés.

Elle a été dimensionnée pour traiter le produit liquide venant des accumulateurs de tête des débutaniseurs de l'unité de distillation et de l'unité de reforming afin d'obtenir du propane et du butane commerciaux. Ces derniers vont traverser des systèmes de purification contenant des tamis moléculaires afin de les débarrasser de toute trace d'humidité et de produits sulfurés.

L'unité 300 comprend :

- Un ballon tampon D301.
- Un dééthaniseur C301.
- Un ballon séparateur D302.
- Un dépropaniseur C302.
- Un ballon séparateur D303.
- Traitement butane et propane par des tamis moléculaires (C303A et D305 pour C₃, C303B et D307 pour le C₄). [01] [02] [04]

I.4.3.A Salle de contrôle :

Le nombre important d'appareils de mesure équipant une unité de raffinage a conduit à la nécessité de contrôler dans une salle de contrôle toutes les informations nécessaires à la marche de l'unité (températures, pression, débit, niveau, contrôle des vannes ...) [01]

I.5 Atelier de maintenance :

Dans cet atelier, l'équipe de maintenance est chargée pour réparer les équipements de différents unités tel que : pompes, échangeurs, vannes, moteurs,... etc.

Maintenance (G) : planning et méthode : C'est la plaque tournante de la maintenance à travers le programme journalier de travail.

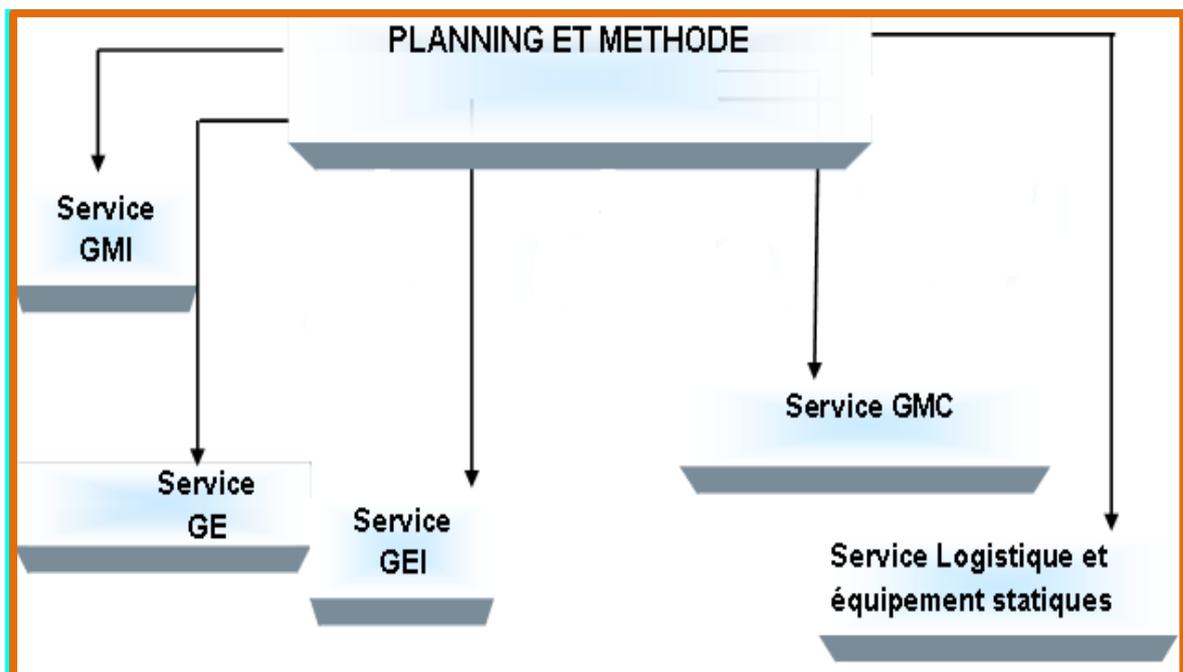


Figure 2.service maintenance.

Où :

GMI : service maintenance mécanique industrielle.

GE : service maintenance électrique.

GEI : service maintenance électronique instrumentation.

GMC : service maintenance chaudronnerie.

En cas de problème, l'opérateur doit le signaler au chef de quart ensuite au service mécanique, et une intervention sur site selon le degré de gravité avec le permis de travail (à froid ou à chaud). La décision est prise après une réunion des responsables de : zone, sécurité et le chef de département mécanique.

Les différentes zones sont :

- Zone 01 : Les unités 100,200 ,300.
 - Zone 02 : La pomperiez, expédition, gaz liquéfié.
 - Zone 03 : Utilités, sécurité.
 - Zone 04 : Le port pétrolier.
 - Zone 05 : Divers.
-
- Magasins généraux pour stockage de matériels et outillage. [01]

Partie B :Description schématisée du processus :

I.6 Description de l'unité 200

La charge (solvant) venant soit de l'unité 100 soit des bacs A102 et A104 est reprise par la pompe P204A/B et refoulée dans deux batteries parallèles d'échangeurs E208 D, C, B et 208 FGH. La répartition dans chaque batterie est faite par les FRC.214 et 215, en aval des FRCV est injecté l'hydrogène de recyclage. Venant du compresseur K.201, dans les E208, la chaleur cédée par l'effluent du troisième réacteur R.204 permet de porter à 357°C la charge du R.201 qui est alors partiellement vaporisée.

Le R.201 est un réacteur de garde rempli d'un catalyseur (hydrobon) dont le rôle est de purifier la charge en retenant des contaminants tels que le plomb, Arsenic qui empoisonneraient le catalyseur de platforming en se combinant au platine.

Les vapeurs ont très sensiblement la même composition à l'entrée et à la sortie l'effluent du R.201 entre dans les E208A et E où il est réchauffé de 357°C à 443°C par l'effluent du R204. Il entre ensuite dans le four F202 pour être porté à la température de réaction du platforming

I.7 Circuit réaction du platforming :

Il comprend trois réacteurs à l'intérieur des quels se réalisent les réactions chimiques ; chaque réacteur est précédé d'un four dont la fonction est de porter la charge du réacteur à la température voulue.

Four F 202 :

Il comprend deux circuits parallèles situés à l'intérieur de la chambre de combustion ce four est du type à mur radiant, il est caractérisé par la présence d'un grand nombre de brûleurs à gaz à flamme courte répartis en 2 rampes de chaque côté du mur, ce qui permet d'obtenir la température voulue sans risquer les coups de feu sur les tubes.

La température à la sortie des circuits est réglée par les TRC 207/208 qui agissent sur la pression du gaz alimentant chaque rampe de brûleurs.

Les fumées quittant la chambre de combustion passent dans la zone de convection où se trouvent 264 tubes du générateur de vapeur et 8 tubes, de la surchauffeur de vapeur.

Les deux circuits du F202 se rejoignent à la sortie du four pour entrer dans le premier réacteur de platforming R.202 sous une pression de 33,6 bars et une température, suivant le NO, pouvant atteindre 538°C maximum.

Four F.203 :

L'effluent qui quitte le réacteur précédent se trouve à une température d'environ 485°C et une pression de 33,4 bars.

Il pénètre ensuite dans le four double F.203 à travers deux circuits contrôlés par les enregistreurs de température TRC203 et TRC 204. À la sortie de ce four, ces deux circuits se rejoignent pour entrer dans le deuxième réacteur R.203, les pressions et températures d'entrée dans ce réacteur sont de l'ordre de 32,2 bars et 532 °C maximum.

Après réaction dans le R.203, elles ne sont plus que de l'ordre de 31,6 bars et 527°C, de là, l'effluent pénètre une deuxième fois dans le four F203 à travers deux circuits sous contrôles des TRC205 et TRC206, à sa sortie l'effluent pénètre dans le 3^{ème} réacteur R.204.

I.8 Circuit effluent :

L'effluent qui quitte le réacteur précédent sous une pression de 31,6 bars et une température de 527°C va servir au réchauffage du solvant de charge par l'intermédiaire des échangeurs E208 A, B, C, D, E, F, G, H. à la sortie de ces échangeurs l'effluent qui quitte le réacteur R.204, n'est plus qu'à 30 bars et 150°C. Il est alors refroidi par l'aéroréfrigérant E209Ar jusqu'à 49°C et deux

Réfrigérants à eau E209 A et B jusqu'à 38°C pour entrer ensuite dans le ballon D203 dont le but est de séparer le platformat de l'hydrogène formé au cours des réactions précédentes

I.9 Circuit gaz de recyclage :

Les gaz du ballon D203 (gaz de recyclage) qui sont à 38°C et 28 bars de pression, sont repris par le compresseur K.201 et refoulés vers les deux circuits de charge entre les FRCV 214 et FRCV215 et les échangeurs E208 H et D.

I.9.1 Définition de Débutaniseur C202 :

Le but de cette colonne est de stabiliser le platformat c'est-à-dire le débarrasser des butanes et plus légers qui seront traités au gaz plant, l'effluent refroidi du 3ème réacteur sort en fond du ballon D203 passe à travers l'échangeur E211 où il est réchauffé par le platformat stabilisé du fond de la C202 pour pénétrer dans le débutaniseur au niveau du 15ème plateau sous une pression de 21 bars et une température de 152°C.

I.10 Circuit tête Débutaniseur :

Les vapeurs d'hydrocarbures sortant de C202 à 21 bars et 77°C passent par l'aéroréfrigérant E215 Ar où elles sont partiellement condensées.

Les produits de E215 Ar à 49°C passent dans le condenseur E215 pour arriver dans le ballon D204 à une température de 38°C, la pression dans ce ballon est maintenue constante par la PRC 203 qui laisse échapper la phase gazeuse en excès vers le fuel gaz à travers le FR 211.

La phase liquide reprise par la pompe P205 A ou P205B est envoyée en partie en reflux au sommet du débutaniseur au 30^{ème} plateau, le débit de ce reflux est contrôlé par la TRC 209 qui règle la température de tête de la colonne, ce débit est enregistré par le FR 210. L'autre partie de la phase liquide constitué par du butane et plus léger est envoyée vers le ballon D301 de l'unité de gaz plant, le débit est enregistré par le FR209, le LRC 201 maintient constant le niveau du liquide dans le ballon D 204.

I.11 Description du groupe turbo compresseur K-20I

I.11.1 compresseur dujardin-clarck :

- ❖ Le compresseur sert au recyclage d'hydrogène qu'il aspire du ballon D-203 et refoule dans le circuit catalytique au niveau de E208, avec la charge.
- ❖ Il est du type rotatif à 5 étages. Les impulseurs tournent à l'intérieur d'une enveloppe servant de diffuseur, spécialement étudiée.
- ❖ L'étanchéité est assurée par une circulation d'huile.
- ❖ Le graissage des paliers s'effectue sous pression (1,2 kg), par un recyclage d'huile (même circuit pour l'ensemble turbo compresseur - voir turbine).

I.11.1.A Circuit d'huile d'étanchéité :

- ❖ L'étanchéité est obtenue aux deux extrémités de l'arbre par un joint hydraulique créé par l'huile injectée entre l'arbre et deux bagues flottantes 1 et 2 (voir schéma).
- ❖ La pression de l'huile injectée est légèrement supérieure à la pression d'aspiration du compresseur pour éviter un retour d'hydrogène. Ce différentiel de pression environ $0,35 \text{ kg/cm}^2$ est maintenu constant par un ballon sur élevé par rapport à l'axe du compresseur.
- ❖ L'huile arrive dans la chambre (B) entre les deux bagues et sort :
 - a) en moyenne partie vers la bague (1) extérieure, en contact avec l'atmosphère (C) et retourne au réservoir d'alimentation de la pompe. De recyclage (D) - voir schéma n°2.
 - b) en quantité plus faible vers la bague (2) intérieure en contact avec l'H₂ et la pression d'aspiration du compresseur (A). Etant polluée, l'huile est purgée à l'égout (E).
- ❖ La pompe de circulation d'huile d'étanchéité aspire du réservoir d'alimentation et refoule à travers deux réfrigérants (un levier de permutation maintient un en service pendant que l'autre est à l'arrêt). A la sortie du réfrigérant un régulateur de pression différentielle renvoyant une partie vers le réservoir d'alimentation, maintient 7 kg/cm^2 en plus de la pression de référence, ce qui est suffisant pour vaincre la perte de charge à travers les filtres SOFRANCE et la vanne régulatrice de niveau du ballon tampon.

Sur le tableau de contrôle du compresseur un manomètre de pression différentielle indique en moyenne une pression de 5 psis soit $0,350 \text{ kg/cm}^2$. Correspondant à la dénivellation du ballon. Il est important que ce Δ soit maintenu en cas de panne d'air ou autre cas si des fortes variations sont infligées au niveau, la membrane séparant l'huile polluée (acide) de la neutre risque d'être détérioré.

- ❖ Les caractéristiques de l'huile sont les mêmes que celles de l'huile de graissage.
- ❖ Principe et régulation du ballon tampon d'huile étanchéité. Il s'agit en réalité de deux ballons superposés. Le but est de ne pas laisser en contact l'huile pollué par l'hydrogène de la ligne pression référence piquée sur le ballon supérieur avec l'huile neutre circulant sur les bagues d'étanchéité. Cette séparation est obtenue, dans le ballon inférieur par l'intermédiaire d'une vessie souple en néoprène (voir schéma n°1).
- ❖ L'huile à l'intérieur de la vessie est la même que celle du ballon supérieur (polluée). L'huile neutre entoure la vessie dans le ballon inférieur. C'est le niveau du ballon supérieur qui est maintenu constant par action sur l'admission d'huile aux bagues d'étanchéité. Si le niveau sort de la limite

normale de réglage, une alarme sonore le signale, En même temps que l'alarme de niveau bas, la turbo pompe d'huile étanchéité est mise en service par ouverture de la vanne automatique d'admission de vapeur - (Réarmer le cliquet maintenant la vanne de vapeur fermée dès que le niveau est redevenu normal). Si le niveau dans le ballon continue à descendre, pour une pression d'air sortie transmetteur de 4,2 psi, un relais à action inverse s'ouvre en admettant de l'air sur le manostat de déclenchement qui provoquera l'arrêt du turbo compresseur.

- ❖ La turbo pompe doit être continuellement en réchauffage.

Remarque : Il faut éviter d'arrêter la circulation d'huile étanchéité tant que le compresseur est sous pression. Le gaz passerait à contrecourant vers le ballon tampon et d'autre part s'échapperait librement par le réservoir d'alimentation polluant l'huile.

1.11.1.B Déplacement axial du compresseur :

- ❖ L'alarme et le déclenchement de la turbine par déplacement axial sont obtenus par un manostat agissant sur l'électroaimant de déclenchement de la turbine.
- ❖ La transmission est assurée par l'air : Un détendeur d'air instrument règle une pression au départ de 15 psig soit 1,050 kg/cm² -

Un orifice calibre laisse passer un très faible débit d'air à l'intérieur d'une canalisation en cuivre reliée d'une part au manostat de déclenchement et de l'autre à un robinet soupape placé en bout de l'arbre du compresseur à quelques dixièmes de m/m de distance. Ce robinet soupape laisse échapper en marche normale l'air vers l'atmosphère par l'intermédiaire de l'évent du compresseur. Si l'axe se déplace vers l'aspiration il appuie sur la tige du robinet réduisant l'échappement à l'air libre, provoquant une montée en pression au manostat.

Les Valeurs de déplacement de l'arbre fixées sont 0,127 mm pour déclencher l'alarme et 0,177 mm (au total) pour déclenchement de la turbine. Les manostats d'alarme et de déclenchement sont gradués de 1 à 10 soit 0,21 à 1,05 kg/cm² (correspondance en Psig = 3 à 15).

Les contacts sont fixés à 5 pour alarme et 6 pour le déclenchement.

I.11.2 Turbine alsthom - K 201:

- ❖ C'est une turbine à condensation, alimentée en vapeur MP avec échappement dans un condenseur sous vide DELLAS (E.217)
- ❖ Elle est du type à action à 7 étages
- ❖ L'étanchéité est assurée par des joints labyrinthe sous légère pression de vapeur (voir schéma et détail)
- ❖ Le graissage des paliers est assuré par une circulation d'huile BP comme au groupe turbocompresseur
- ❖ Un circuit huile HP sert de transmission entre les différents organes de régulation et de sécurité.

I.11.2.A Description - Turbine en marche :

La vapeur MP traverse la vanne d'admission de vapeur (I), (voir schéma) puis immédiatement après, la soupape de réglage (2), qui lamine plus ou moins la vapeur en fonction de la vitesse de l'arbre turbine. Diamétralement opposé à l'arrivée de vapeur sur le 1^{er} étage, deux soupapes additionnelles permettent un appoint de vapeur.

A l'échappement de la turbine la vapeur est aspirée et condensée par un condenseur à eau, dans lequel règne un vide voisin de 60 mm/ Hg.

Soit - 700 mm.Hg relatif. Cette dépression est maintenue par 2 jeux d'éjecteurs à vapeur, groupés en série, deux par deux. En marche normale, un seul groupe est maintenu en service pour aspirer l'air en tous gaz incondensable, du E.217.

L'eau condensée au fond du E. 217 à une température voisine de 40°C est aspirée par la pompe P 213 (secours P 213 B) et refoulée à travers le condenseur du groupe d'éjecteurs comme eau de refroidissement, puis vers la centrale après passage par le régulateur du niveau fond E. 217.

I.11.2.B Vapeur d'étanchéité :

Les deux extrémités de l'arbre de la turbine ne sont pas à la même pression. Il y a un côté HP correspondant à l'admission de vapeur et un côté BP correspondant à l'échappement

L'étanchéité est obtenue par des joints labyrinthe.

Au labyrinthe HP la vapeur qui traverse le labyrinthe est aspiré en partie par une ligne vers l'échappement de la turbine. L'excédent un léger filet doit sortir par la cheminée HP à l'air libre (pour éviter que de l'air soit aspiré vers l'échappement turbine).

Au labyrinthe BP le contraire se produit du fait de la dépression pour éviter une entrée d'air dans la turbine on injecte de la vapeur en quantité suffisante pour qu'un filet s'échappe par la cheminée placée à l'extrémité de l'arbre. De cette façon ce qui est aspiré vers l'intérieur de la turbine n'est que de la vapeur.

1.11.2.C Circuit huile de graissage :

A la sortie de la pompe une soupape déchargeant vers le réservoir d'alimentation assure une pression maxi de 1,4 kg/cm², avant de pénétrer dans les deux filtres interchangeables CUNO - Un manomètre indique l'encrassement du filtre en service. L'huile est ensuite refroidie par un passage dans deux réfrigérants à eau. Une vanne d'interconnexion permet de maintenir en service le réfrigérant que l'on désire. A la sortie une alarme indique si l'huile est supérieure à 50°C, De là l'huile est envoyée par deux circuits vers les paliers et autres organes du compresseur et turbine - Plusieurs sécurités placées sur cette ligne protègent le turbocompresseur (en cas de baisse de pression). Démarrage de la turbopompe de secours. Le clapet permettant l'admission de vapeur sur la turbopompe est maintenu fermé par la pression d'huile. Un ressort antagoniste tend à faire ouvrir le clapet. En cas de baisse de pression la tension du ressort devient prépondérante et la turbopompe démarre. Déclenchement de la turbine par interception de la pression d'huile HP allant au servomoteur du déclencheur à main (4). De la même manière que pour le déclenchement à distance, l'huile HP traverse un cylindre avant d'arriver au déclencheur à main. Les orifices de passage tendent à être obstrués par un piston qu'un ressort rappelle en position fermée (vers le bas). En marche normale la circulation HP est maintenue libre par la pression huile BP qui en comprimant un soufflet retient le piston en position élevée.

Si la pression huile BP diminue la tension du ressort étant plus forte le circuit HP est coupé et la ligne du servomoteur déchargé au réservoir d'alimentation. (C) Alarme et déclenchement de la turbine.

Deux manostats sont branchés sur la ligne huile de graissage avant l'entrée dans le compresseur. Un d'alarme et un de déclenchement gradués en PSI de 0 à 40. Deux contacts sont placés, à 13 PSI (0,9 kg/cm²) pour l'alarme et à 10 PSI (0,7 kg/cm²) pour le déclenchement.

Si la pression d'huile atteint ces valeurs un contact se produit entre l'aiguille indicatrice et celle de l'indication fixée envoyant une impulsion vers le klaxon ou l'électro-aimant.

II Généralités sur les Turbocompresseurs.

Le présent chapitre, a pour but de citer les différents types de compresseurs et de présenter les caractéristiques de construction d'un compresseur centrifuge.

II.1 Généralités sur les compresseurs

Toutes les turbomachines qui sont les turbocompresseurs, les ventilateurs, les turbines; à vapeur; à gaz; hydrauliques; les pompes centrifuges; et axiales...etc., fonctionnent théoriquement d'après les mêmes principes, et obéissent en particulier à la loi de réversibilité. On peut donc imaginer qu'il soit possible d'utiliser la même méthode de calcul pour des machines de cette nature. Mais en réalité l'existence de phénomènes physiques tels que la viscosité, la compressibilité des gaz, etc.... modifient les règles qui ne sont valables, que pour un fluide idéal; et il est impossible de négliger ces éléments sous risque de lourdes erreurs (d'autre part, la réversibilité ne peut avoir lieu et qu'entre certaines limites surtout s'il s'agit de liquide). Les turbocompresseurs sont des machines dans lesquelles, un fluide échange de l'énergie avec des impluseurs munis d'aubes, tournant autour d'un axe. L'indice principal de ces compresseurs est la continuité de l'écoulement de l'entrée à la sortie. Les aubes ménagent entre elles des canaux par lesquels le fluide s'écoule. Elles sont des obstacles prolongés donnant la direction au fluide qui les traverse. Les turbocompresseurs peuvent être divisés en plusieurs types à savoir:

- ventilateurs.
- soufflantes.
- compresseurs axiaux et les compresseurs centrifuges.

Les turbocompresseurs sont appliqués dans divers domaines, ils peuvent être utilisés dans l'industrie du gaz, la métallurgie mécanique etc.... Les avantages de ces machines sont qu'elles peuvent être accouplées directement à un moteur électrique ou à une turbine sans mécanisme bielle-manivelle. C'est pour cette raison qu'elles sont moins encombrantes par rapport aux compresseurs à piston.

II.1.1 But de la compression

La compression en générale, peut être imposée par la nécessité technique de déplacer une certaine quantité de gaz d'un système à une certaine pression, vers un autre système à une autre pression plus élevée. Cette opération a pour but de:

- faire circuler un gaz dans un circuit fermé.
- produire des conditions favorables (de pression) pour des réactions chimiques.
- envoyer un gaz dans un pipe-line de la zone de production vers l'utilisateur.
- obtenir de l'air comprimé pour la combustion.
- récupérer du gaz (unités de G.N.L ou autres).

II.2 Classification de compresseur

Les compresseurs peuvent être classés selon plusieurs caractéristiques (figure. II.1) :

- mouvement des pièces mobiles (mouvement linéaire, rotatif).
- le principe de fonctionnement (volumétrique, dynamique).
- les compresseurs d'air.
- les compresseurs des gaz.

En général il existe deux grandes familles de compresseur, les compresseurs volumétriques et turbocompresseurs. Dans les premiers, l'élévation de pression est obtenue en réduisant un certain volume de gaz par action mécanique, dans les seconds, on augmente la pression en convertissant de façon continue l'énergie cinétique communiquée au gaz en énergie de pression due à l'écoulement autour des aubages dans la roue.

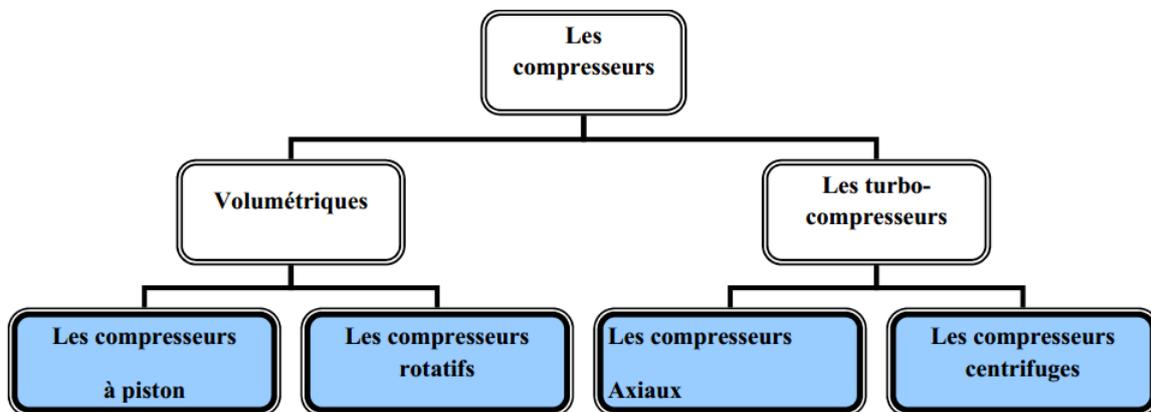


Figure 3. Classification des compresseurs. [7]

II.2.1 Compresseurs volumétriques

On divise cette famille en deux catégories.

II.2.1.A Les Compresseurs alternatifs

Le gaz est introduit dans un espace limité par des parois métalliques (cylindre et piston). L'espace à disposition du gaz est réduit (le piston avance) et par conséquent la pression augmente, quand la pression est pareille à celle du circuit de haute pression le gaz est refoulé. On distingue deux types.

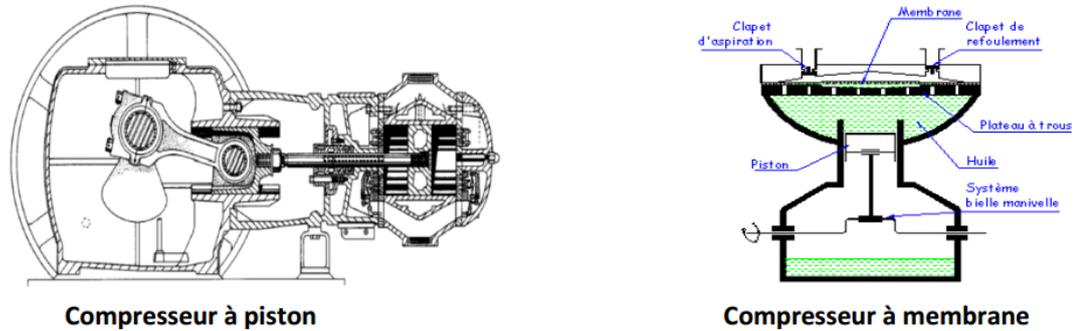


Figure 4. Compresseurs alternatifs. [8]

II.2.1.B Les compresseurs rotatifs

Ils sont de plusieurs types, dont le principe de fonctionnement fondamental est le suivant :

- Le gaz est introduit dans un espace limité par le corps du compresseur et une partie de l'élément qui tourne (palettes, lobes, vis)
- Le gaz est transporté de l'aspiration au refoulement.
- Mise en contact avec le circuit à haute pression.
- On distingue les types suivants

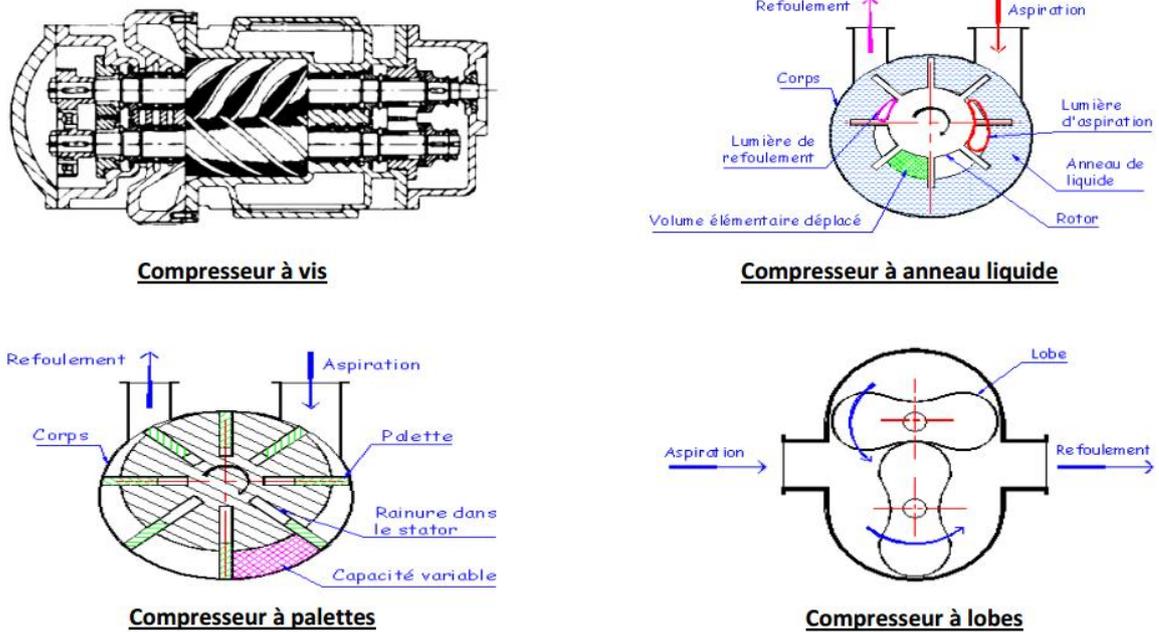


Figure 5. Les compresseurs rotatifs. [8]

II.2.2 Les compresseurs dynamiques

Au point de vue de l'écoulement du fluide, les compresseurs dynamiques se divisent en machines axiales et centrifuges

II.2.2.A Les compresseurs axiaux

Les compresseurs axiaux ne sont pas refroidis, la compression est faite sans échange de chaleur avec l'extérieur. Ce sont des machines réceptrices à écoulement axial du fluide compressible, ils sont utilisés dans les turbines à grande puissance et dans les turboréacteurs d'aviation ; ils sont caractérisés par le nombre d'étages important et le taux de compression n'est pas élevé (de l'ordre 1.3).

II.2.2.B Les compresseurs centrifuges

Ces compresseurs sont très utilisés en raffinage et dans l'industrie chimique et pétrochimique, ils sont très compacts et peuvent développer des puissances importantes comparées à leur taille dans leur plage de fonctionnement, ils n'engendrent pas de pulsation de pression au niveau destuyauteries ; ces qualités permettent des installations légères, pour l'environnement de ces compresseurs. 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.

II.3 Types des compresseurs centrifuges

La construction de ces compresseurs étant adapté au cas particulier de chaque réalisation, on distingue :

II.3.1 Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint vertical

Ces compresseurs sont généralement multi étagés, et peuvent fonctionner à haute pression. Le rotor et les diaphragmes sont situés à l'intérieur du corps. L'étanchéité est assurée par un joint torique monté entre le corps et le couvercle, ce dernier est rapporté à l'enveloppe par boulonnage qui facilite le montage et le démontage de l'ensemble aérodynamique

II.3.2 Compresseur centrifuge avec enveloppe à plan de joint horizontal

Ces compresseurs fonctionnent généralement à de basses pressions et débits importants. Le corps ouvert horizontalement est constitué évidemment de demi-corps unis sur le joint horizontal, les tubulures d'aspiration et de refoulement ainsi celles intermédiaires, les tuyauteries d'huile de graissage et tous les raccordements du compresseur et le reste de l'installation se font normalement moyennant le demi corps inférieur, ce qui permet une maintenance aisée. L'enveloppe est moulée et généralement avec une surépaisseur de corrosion de 3 mm. Les tubulures en fonderie ont utilisé une volute extérieure au niveau du refoulement pour réduire l'entraxe entre les paliers.

II.3.3 Compresseur avec corps en forme de cloche

Les compresseurs barrels à haute pression ont des corps en forme de cloche et sont fermés par des segments au lieu que par des boulons.

II.3.4 Compresseur de canalisation

Les corps de ces compresseurs sont en forme de cloche avec un seul flasque de fermeture sur un plan vertical, et généralement ils sont utilisés pour transporter le gaz naturel.

II.3.5 Compresseur SR

Généralement utilisés pour comprimer de l'air, de la vapeur et pour des géothermiques

II.4 Description et principe de fonctionnement des compresseurs centrifuges

II.4.1 Description générale

Le compresseur centrifuge est une machine "dynamique" à écoulement continu de fluide . Des roues solidaires à l'arbre fournissent de l'énergie à ce partie de cette énergie est transformée en augmentation de pression directement dans le diffuseur. Ce type de machine est constitué par un corps extérieur contenant la partie du ensemble de diaphragmes (B) où est introduit un rotor formé par l'arbre (C), une ou plusieurs d'équilibrage (E) et le collet (F) du palier de butée. Le rotor entraîné par la machine motrice moyennant le moyeu (G) tourne sur les paliers porteurs (H) est gardé dans sa position axiale par le palier de butée (I). Des dispositifs d'étanchéité à labyr (L) et, si nécessaire, des étanchéités huile d'extrémité agissent sur le rotor.

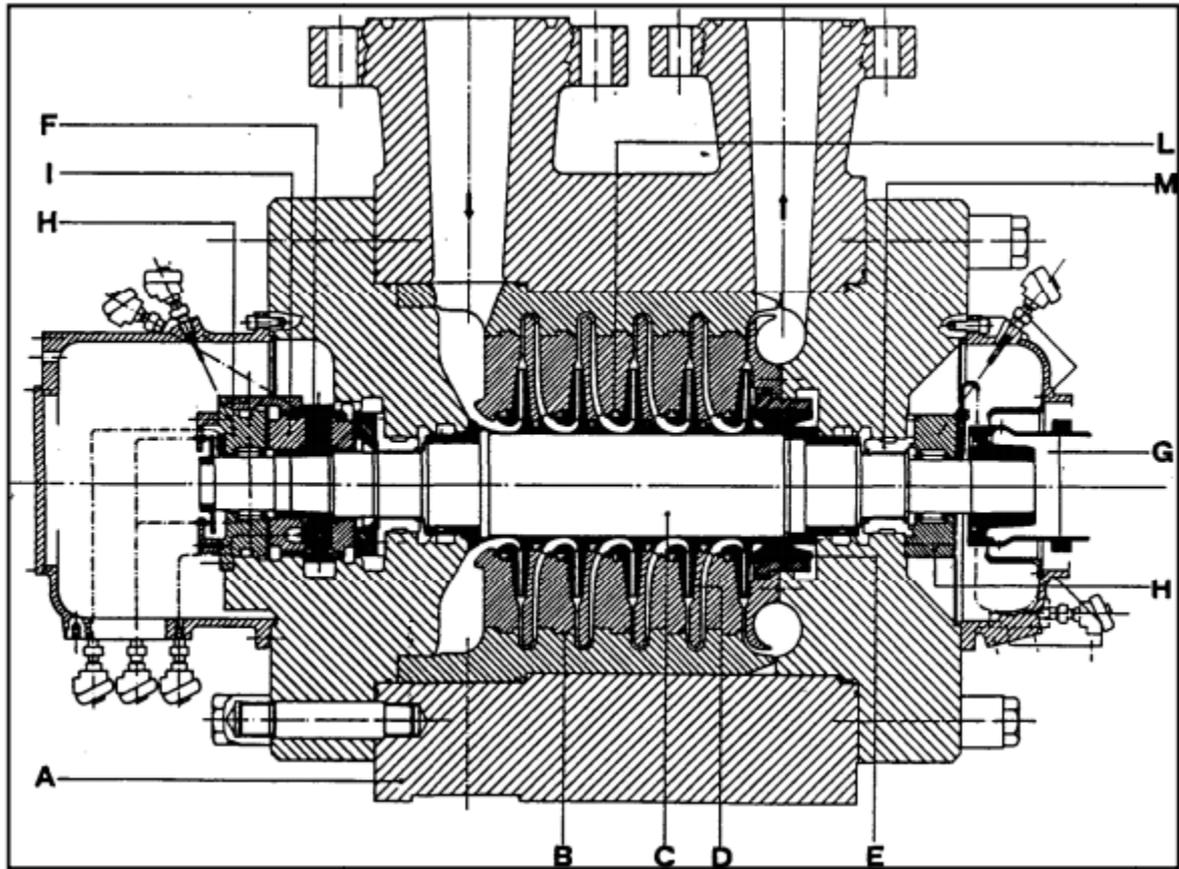


Figure 6. Schéma d'un Compresseur centrifuge. [9]

II.4.2 Principe de fonctionnement

Le gaz est aspiré par le compresseur à travers la bride d'aspiration, il entre dans une chambre annulaire appelé volutes d'aspiration et converge uniformément vers le centre de toutes les directions radiales. Dans la chambre annulaire du côté opposé par rapport à la bride d'aspiration, il existe une ailette pour éviter la formation de tourbillons du gaz. Le gaz entre dans le diaphragme d'aspiration et donc aspiré par la première roue. La roue pousse le gaz vers la périphérie en augmentant sa vitesse et sa pression ; la vitesse à la sortie aura une composante radiale et une composante tangentielle. Ensuite, d'un mouvement en spirale, le gaz parcourt une chambre circulaire formée d'un diffuseur où la vitesse diminue avec une augmentation de la pression. Puis le gaz parcourt le canal de retour ; celui-ci est une chambre circulaire délimitée par deux anneaux formant le diaphragme intermédiaire où se trouvent les aubes qui ont à tâche de diriger le gaz vers l'aspiration de la roue suivante. La disposition des aubes est telle qu'elle permet de redresser le mouvement en spirale du gaz de manière à obtenir une sortie radiale et une entrée axiale vers la roue suivante. Ensuite le gaz est aspiré par la deuxième roue et, pour chaque roue, le même parcours se répète. La dernière roue de l'étage envoie le gaz dans un diffuseur qui mène à une chambre annulaire appelée volute de refoulement qui collecte le gaz de la périphérie des diffuseurs et le dirigeant vers la bride de refoulement, près de cette dernière il y a une autre ailette qui empêche le gaz de continuer à retourner dans la volute et qu'il envoie à la bride de refoulement.

II.5 Une comparaison entre les différents types des compresseurs

Et le tableau suivant indique la comparaison entre les différents types des compresseurs.

TYPES		mouvement linéaire	mouvement rotatif	Débit	Pression	Rendement
volumétrique	Compresseur à piston	+		Faible à moyen	Elevée	Très bon
	Compresseur à membrane	+		Faible		
volumétriques	Compresseur à vis		+	Faible	Moyen	Faible
	Compresseur ROOTS		+	Faible	Basse	Faible
	Compresseur à palettes		+	Faible	Basse	Faible
Dynamique	Centrifuge		+	Important	Elevé	Très bon
	Axial		+	Très important	Basse	Très bon

Tableau II-1.la comparaison entre les différents types des compresseurs.

II.6 Caractéristiques de construction des compresseurs centrifuges

Examinons maintenant les diverses composants, en faisant particulièrement attention aux techniques de construction, aux dimensionnements et aux matériaux utilisés. On peut citer les caractéristiques suivantes: [7]

II.6.1 Corps

C'est l'enveloppe externe du compresseur, et comme on l'a déjà cité, il y a des corps ouverts horizontalement et des corps ouverts verticalement.

II.6.1.A Corps ouverts horizontalement

Les deux corps sont traditionnellement obtenus par fusion. Le choix du matériau dépend de la pression et de la température de fonctionnement, des diminutions du gaz à traiter et des limites imposées par les normes API. Lorsqu'on doit avoir recours aux aciers, pour la fusion de ces corps on utilise de l'acier ASMT A216 WCA. Si le compresseur doit fonctionner à basse température, on utilise l'acier ASTM351 CA15' 13% Cr) ou bien CF8. Plus récemment on a la tendance à adopter une solution soudée présentant certains avantages par rapport à la fusion.

II.6.1.B Corps ouverts verticalement

Aussi bien, les enveloppes que les couvercles, les extrémités sont obtenues par forgeage afin de rendre le matériau plus homogène, et donc plus résistant en considération des pressions élevées auxquelles ces compresseurs doivent travailler. Normalement, on utilise de l'acier au carbone adopté ($0,2 \div 0,25\%$ au lieu de $0,35\%$) qui est suffisant pour obtenir de bonnes caractéristiques mécaniques, et en même temps pour conférer des caractéristiques de soudabilité pour les compresseurs à très haute pression, on utilise au contraire un acier allié, ayant des caractéristiques mécaniques plus élevées. Les bouches d'aspiration et de refoulement soudées au corps sont normalement forgées et sont du même matériau que celui-ci.

II.6.2 diaphragme

Les diaphragmes constituent le profilage fluo dynamique de la partie fixe du compresseur. Ils sont divisés en quatre types: d'aspiration, intermédiaires, entre étage; et de refoulement.

II.6.3 Rotor

C'est la partie mobile du compresseur qui se trouve dans le stator, c'est un arbre en acier forgé sur lequel sont montés les roues et leurs entretoises, le piston d'équilibrage, le moyeu d'accouplement, le collet de butée et éventuellement les parties tournantes d'étanchéité

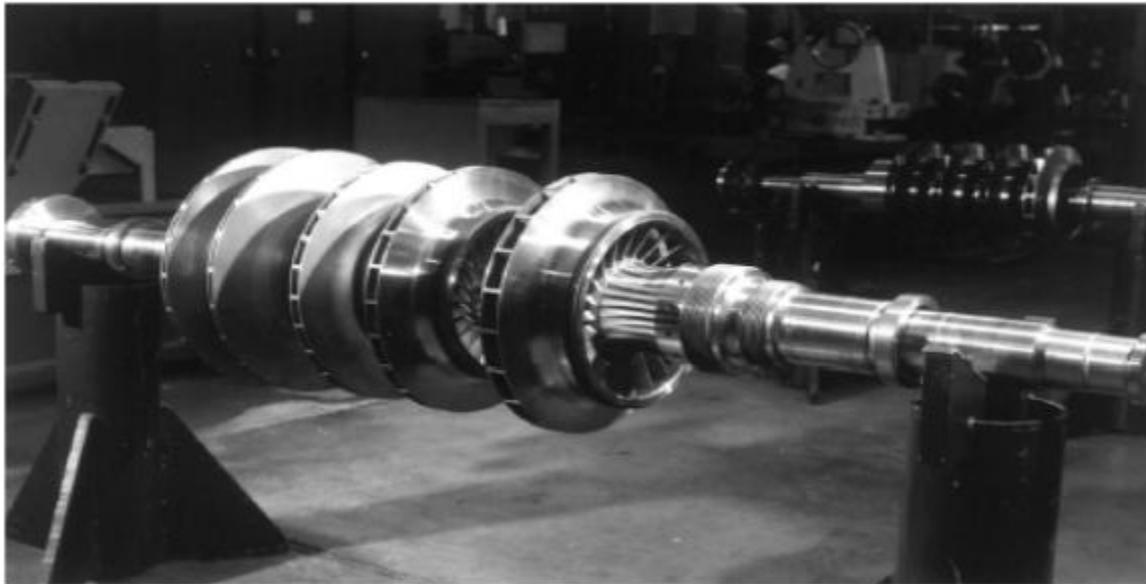


Figure 7. Rotor de compresseur multi étagés.

II.6.4 Arbre

L'arbre est constitué d'une partie centrale, normalement à diamètre constant, où travaillent les paliers et l'étanchéité d'extrémité. L'arbre est dimensionné de manière à avoir la plus grande rigidité possible. Dans la constitution des arbres de n'importe quel type de compresseur, on utilise de l'acier 40NcrM07UNI. En réalité cet acier a des propriétés mécaniques meilleures que celles normalement demandées pour un service standard des arbres des compresseurs centrifuges.

II.6.5 Les roues

Les roues sont montées frettées sur l'arbre. Le serrage est suffisant pour assurer le contact entre la roue et l'arbre. Lorsque cette roue est soumise aux efforts liés à la rotation, les roues sont clavetées

et positionnées axialement par leur entretoise. Les roues sont constituées généralement d'un moyeu et d'un flasque.

La conception et la fabrication des roues sont rigoureusement contrôlées. La résistance mécanique des roues constitue une des limitations à la vitesse de rotation. La limite pour la vitesse périphérique des roues est de 300 à 350 m/s, et peut être nettement plus basse quand le gaz est acide. Le matériau et ses traitements thermiques, pour les roues et tous les éléments en contact avec le gaz, sont choisis en fonction du gaz véhiculé (acide ou non). Pour leur construction, il faut un acier ayant des propriétés mécaniques élevées mais à faible pourcentage de carbone, pour obtenir une soudure de bonne qualité des aubes.

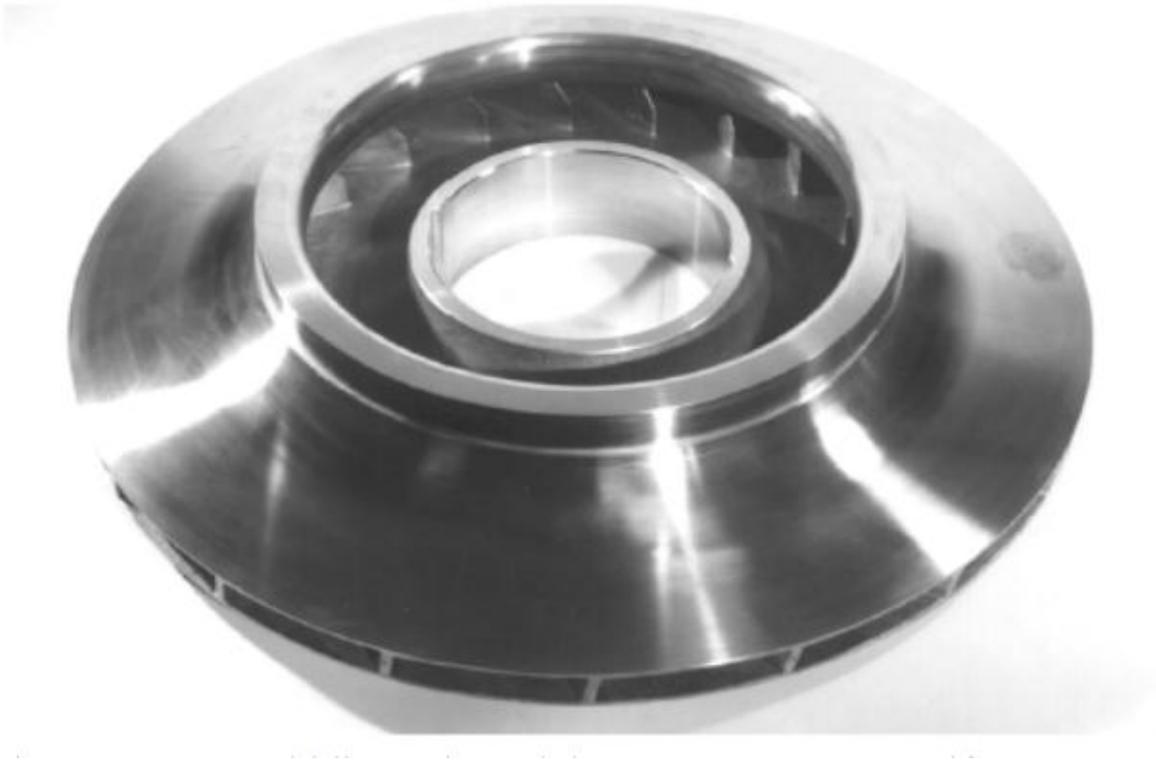


Figure 8.roue bidimensionnel d'un compresseur centrifuge. [8]

II.6.6 Le piston d'équilibrage

Chaque roue a sur une partie de sa surface, d'un côté sa pression d'entrée et de l'autre sa pression de sortie. L'étanchéité entre ces deux pressions est réalisée en général par labyrinthe. Ceci crée une force axiale. La somme des forces axiales des roues donne une force non compatible avec les capacités de charge d'une butée hydraulique. Pour compenser les forces axiales des roues, un piston d'équilibrage est ajouté sur l'arbre. Le diamètre extérieur de ce piston est calculé pour équilibrer les forces axiales du rotor. Ce piston d'équilibrage a généralement d'un côté la pression de la dernière roue et de l'autre la pression d'adsorption. Cette dernière est ramenée dans la chambre voisinant du piston par une tuyauterie externe au compresseur reliant cette chambre à l'aspiration du compresseur. Ce dispositif a l'avantage de limiter les poussées axiales de roues, de permettre le fonctionnement des étanchéités de bout d'arbre à la pression d'aspiration, mais génère des recirculations internes diminuant le rendement poly tropique du compresseur.

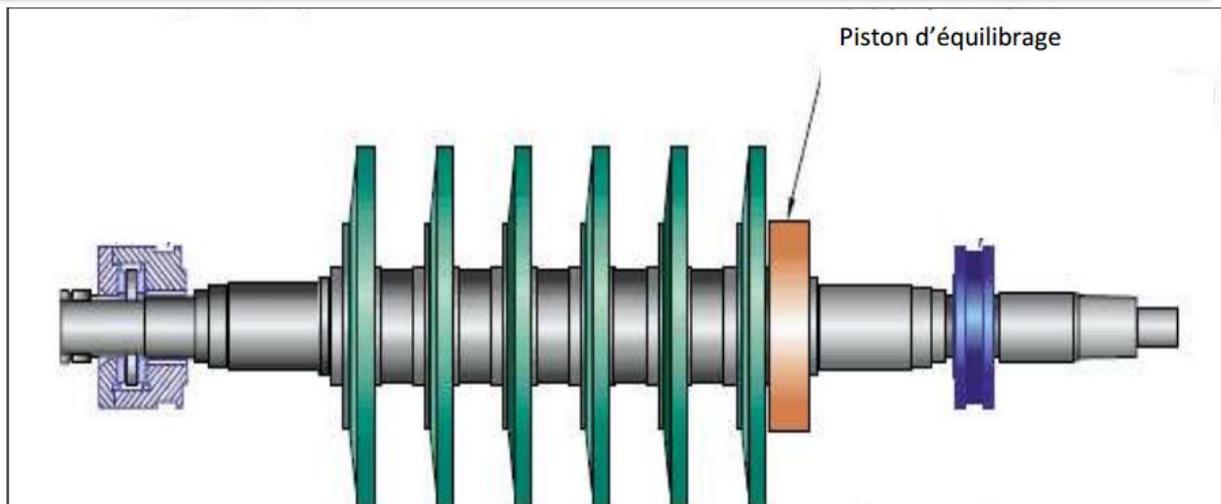


Figure 9. Coupe d'une machine multicellulaire. [8]

II.6.7 Accouplement d'entraînement

L'accouplement sert à transmettre la puissance de la machine motrice au compresseur. Il peut être direct au moyen d'un multiplicateur de vitesse, suivant le type d'entraînement. Les accouplements flexibles sont les plus utilisés. Ils découplent correctement les comportements des vibrations de chacun des rotors. Les accouplements à denture nécessitent une lubrification et introduisent des forces axiales importantes. Les accouplements à diaphragmes ou à membranes sont préférés car ils évitent ces deux inconvénients.

II.6.8 Collet du palier de butée

Le collet est construit en acier au carbone type C40, normalement il est monté hydrauliquement par ajustement forcé.

II.6.9 Douilles intermédiaires

Elles sont des manchons positionnés entre les roues. Elles ont un double but, le premier est celui de protéger l'arbre contre les fluides corrosifs, l'autre est celui de fixer la position relative d'une roue par rapport à l'autre. Les douilles intermédiaires sont montées en force sur l'arbre avec une tolérance négative de $(0,5 \div 1\%)$.

II.6.10 Douilles sous les garnitures d'étanchéité à huile

Elles sont un acier au carbone revêtu de matériau de dureté élevée type colmonoy. Les douilles sont employées pour protéger l'arbre contre la corrosion et les rayures éventuelles et en outre, elles peuvent être remplacées facilement.

II.6.11 Paliers

Les paliers porteurs et butés sont du type à fortement graissage; forcé. Ils sont logés à l'extérieur du corps du compresseur et peuvent être inspectés sans éliminer la pression à l'intérieur de corps.

- paliers porteurs (radiaux)
- butée axiale
- paliers et butées magnétiques

II.7 Utilisation des compresseurs centrifuges dans les domaines industriels

Le compresseur centrifuge trouve beaucoup d'applications dans de nombreux secteurs de l'industrie, où les procédés demandent des gammes de travail très larges.

Type d'installations	Gaz traité
Raffineries	
Reformage	H ₂ +CH ₄
Craquage à catalyseur fluide (FCC)	Air, gaz de craquage
Production de lubrifiant	Propane
Oléfine	Gaz naturel, éthylène, propylène
Installations pétrochimiques	
Ammoniac	CH ₄ , air, H ₂ +N ₂ , NH ₃ ,
Méthanol	CO,CO ₂ ,H ₂ ,CH ₄
Urée	CO ₂
Ethylène	Gaz de charge
Compression gaz naturel	
Réinjection	Gaz naturel
Transport de gaz par pipeline	Gaz naturel
Liquéfaction de gaz (GNL)	Gaz naturel
Liquéfaction (GPL)	Propane
Installation sidérurgique	
Fractionnement air	Air
Service oxygène	O ₂ , N ₂

Tableau II-2.l'utilisation des compresseurs centrifuges dans les domaines industriels.

III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

Partie A : Calculs énergétiques (thermodynamiques) du compresseur k201

III.1 Etude thermodynamique de la compression des gaz

D'après la thermodynamique, la quantité de l'énergie fournie au gaz à savoir le travail " dW " et la quantité de chaleur " dQ " peuvent être exprimées par la variation de l'enthalpie " dH " et celle de l'énergie cinétique " $d(v)$ " pour l'unité de masse " $m = 1$ ".

$$dW + dQ = dH_s + d\left(\frac{c^2}{2}\right) + gz \quad : \text{ (J/Kg).} \quad [10] \quad (3-1)$$

C : Vitesse axial 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.

Hypothèse :

L'énergie potentielle est négligeable

Donc : $gz = 0$

$$H = H_s + \frac{C^2}{2}$$

H : l'enthalpie totale

H_s : l'enthalpie statique

$$\text{Et donc :} \quad \Delta H = dW + dQ \quad (3-2)$$

$$dW = \Delta H - dQ \quad (3-3)$$

L'étude thermodynamique de la compression effectuée souvent à l'aide des diagrammes (H – S) permet de déterminer la variation de l'enthalpie.

($\Delta H = H_2 - H_1$) dans le compresseur comme l'indique la figure III.1.

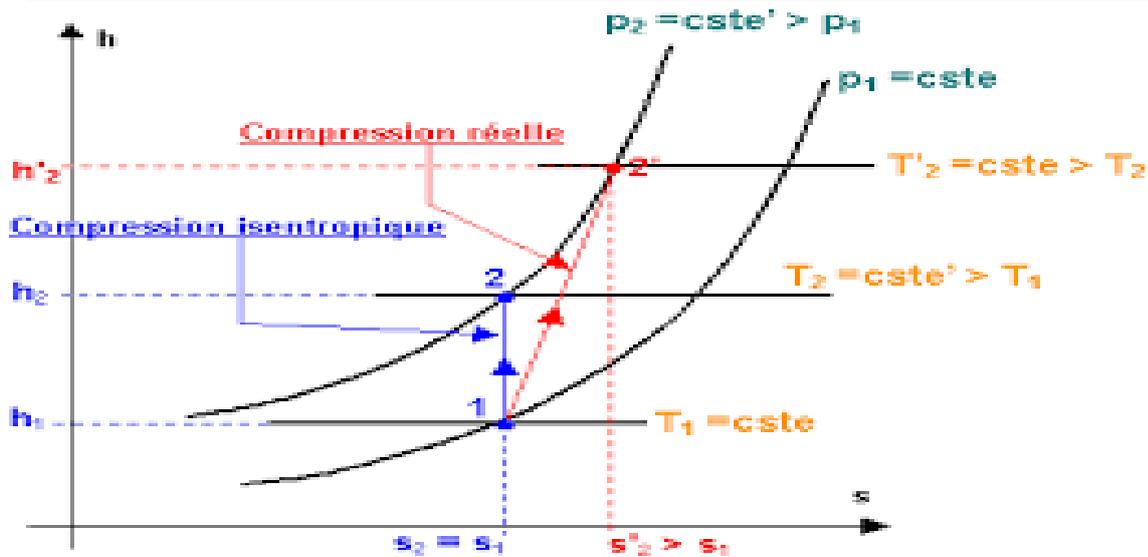


Figure 10. Variation de l'enthalpie H en fonction de l'entropie S. [11]

La compression adiabatique réversible dans un compresseur idéal sans perte d'énergie est représentée par la droite (1-2) parce que dans ce cas ($dQ = 0$) et la variation de l'entropie ($S_2 - S_1 = 0$)

$$W = dH \quad (3-4)$$

La compression réelle sans refroidissement a eu lieu suivant la courbe (1-2') et elle est toujours accompagnée des pertes internes dH_p ainsi qu'une augmentation de l'entropie ($dS > 0$)

Pour les gaz parfaits ΔH se calcule à partir de la chaleur spécifique à pression constante CP.

$$W = \Delta H_t = CP (T_2 - T_1) \quad (3-5)$$

Où : T_1 = Température d'aspiration, T_2 = Température de refoulement

III.2 Travail de compression des gaz

Dans les turbocompresseurs, on utilise généralement la compression adiabatique sans refroidissement du corps de la machine, le travail adiabatique peut être calculé à partir de l'expression (3-5) pour les gaz parfaits. Mais il est plus commode parfois d'exprimer la valeur de W en fonction de taux de compression (τ) qui est habituellement connu.

$$\tau = \frac{P_r}{P_a} \quad (3-6)$$

Dans le cas de la transformation isentropique on a :

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} = \tau^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} \quad [10] \quad (3-7)$$

T_{2is} : Température isentropique

Chapitre III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

III.2.1 Le travail isentropique

En remplaçant l'équation (3-7) dans l'équation (3-5) on trouve :

$$W_{is} = \frac{\gamma_c}{\gamma_c - 1} \cdot \chi \cdot r \cdot T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (3-8)$$

Cette équation permet de calculer le travail adiabatique de la transformation réversible et sans pertes internes dit : « Travail isentropique »

χ : facteur de correction « en cas réelle »

γ : L'exposant adiabatique

III.2.2 le travail polytropique

En remplaçant l'exposant adiabatique γ par l'exposant polytropique "k" 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 (K = Cte) se calcule à partir de l'équation :

$$W_{po} = \frac{k_c}{k_c - 1} \cdot \chi \cdot r \cdot T_1 \left(\tau^{\frac{k_c - 1}{k_c}} - 1 \right) \quad (3-9)$$

III.2.3 Le travail réel

Le travail adiabatique réel $W_{réel}$ d'une transformation irréversible avec (k=Var) suivant l'expression (3-10) est égal à :

$$W = CP (T_2 - T_1) \quad (3-10)$$

Si l'on sait que l'exposant (k = Cte) du polytropique qui passe par le point réel Correspond à La compression réelle nous pouvons écrire :

$$\frac{T_2}{T_1} = \tau^{\frac{k_c - 1}{k_c}} \quad (3-11)$$

Rapportant les équations («3-7) et (3-11) à l'équation (3-10) on obtient

$$W_{réel} = \frac{\gamma_c}{\gamma_c - 1} \cdot \chi \cdot r \cdot T_1 \left(\tau^{\frac{k_c - 1}{k_c}} - 1 \right) \quad (3-12)$$

III.3 Rendement thermodynamique d'un compresseur

Afin de calculer le travail réel $W_{réel}$ nécessaire à comprimer (1 Kg) de gaz on utilise un des rendements thermodynamiques du compresseur :

$$\eta_{th} = \frac{W_{th}}{W_{réel}} \quad (3-13)$$

Chapitre III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

W_{th} : Travail thermodynamique

Il doit être adapté selon les particularités de la compression réelle. Pour les turbocompresseurs qui sont souvent dépourvus de refroidissement du corps on emploie généralement le travail adiabatique W_{ad} et le rendement adiabatique.

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W_{réel}} \quad (3-14)$$

$$\eta_{po} = \frac{W_{po}}{W_{réel}} \quad (3-15)$$

Ce rendement polytropique ne tient pas compte exactement des pertes réelles mais il caractérise seulement la différence entre le travail réel ($n = \text{var}$) et le travail thermodynamique avec ($n = \text{cte}$).

Des relations (12), (14) et (8) pour les compresseurs sans refroidissement on a :

$$\eta_{is_c} = \frac{(\tau^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1)}{\frac{k_c-1}{(\tau^{k_c} - 1)}} \quad (3-16)$$

D'après : (12), (15) et (9) on obtient :

$$\eta_{po_c} = \left(\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}\right)\left(\frac{k_c}{k_c-1}\right) \quad (3-17)$$

Dans la pratique l'exposant polytropique n'est pas connu et il doit être remplacé par le taux de compression et la température réelle de refoulement T_2 à l'aide de La relation (11) on tire :

$$k_c = \left(\frac{\ln \tau}{\ln \tau - \ln \frac{T_2}{T_1}} \right) \quad (3-18)$$

Chapitre III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

III.4 Application thermodynamique

Le Calcul thermodynamique du compresseur centrifuge est effectué pour une approche afin de vérifier les paramètres thermodynamiques du compresseur en service, le calcul consiste à déterminer la puissance et le rendement.

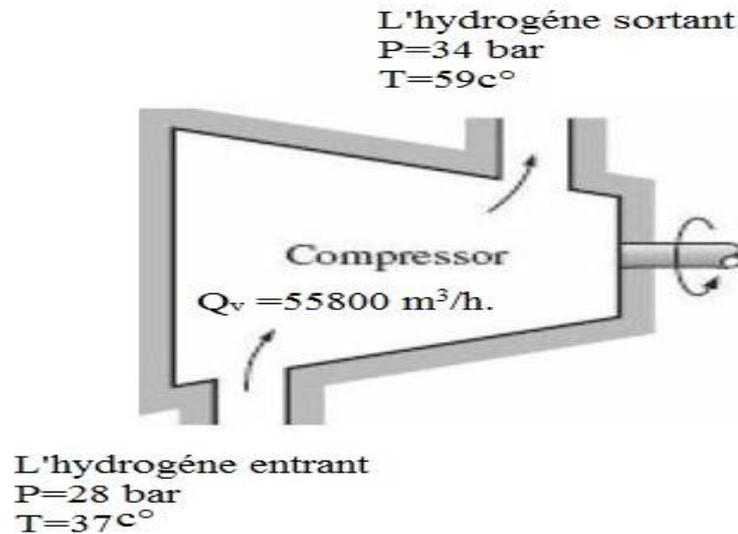


Figure 11. Schéma de fonctionnement. [11]

Les données techniques du compresseur centrifuge K201 qui ont servi au calcul ont été tirées directement de la salle de contrôle de la station SIDI ARCINE :

III.4.1 Paramètres de fonctionnement :

Pression d'aspiration $P_a = 28$ bars.
Pression de refoulement $P_r = 34$ bars.
Vitesse maximale continue $N = 7035$ tr/min.
Température d'aspiration $T_1 = 310 \text{ K} = 37^{\circ}\text{C}$
Température de refoulement $T_2 = 332 \text{ K} = 59^{\circ}\text{C}$.
Débit massique d'aspiration $Q_v = 55800 \text{ m}^3/\text{h.}$
Nombre de roue $Z = 4$ roues.

III.4.2 Caractéristiques du gaz :

Coefficient de compressibilité $\chi = 1.0122$ (m.s²/Kg).
Poids moléculaire $M = 2$ Kg/k mol.
Exposant isentropique $\gamma = 1.406$

III.4.3 Détermination des grandeurs nécessaires au calcul

$$r = R / M = 4.156 \text{ [kJ/kg.k]}$$

R : constante des gaz parfaits. $R = 8,314 \text{ KJ / K mol.}$

Chapitre III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

$$C_p = 14.41 \text{ [kJ/kg.k]} \\ C_v = 14.47 \text{ [kJ/kg.k]}$$

III.4.3.A Le taux de compression

Le taux de compression (τ) qui est habituellement connu.

$$\tau = \frac{P_r}{P_a}$$

Tel que P_r : la pression de refoulement.
 P_a : la pression d'aspiration.

$$\text{D'où : } \tau = \frac{34}{28} = 1.214$$

$$\text{Donc : } \tau = 1.214$$

τ_ϵ : Taux de compression pour chaque étage

$$\tau = \frac{P_5}{P_4} * \frac{P_4}{P_3} * \frac{P_3}{P_2} * \frac{P_2}{P_1} = \tau^4 \quad (3-19)$$

Ou les 4 roues identiques

$$\tau_\epsilon = \sqrt[4]{\tau}$$

$$\text{D'où } \tau_\epsilon = 1.05 = \frac{P_2}{P_1} \quad (3-20)$$

P_1 : Pression d'aspiration a 1^{er} étage

P_2 : Pression de refoulement a 1^{er} étage

III.4.3.B Le coefficient polytropique

Partir de l'équation(18) on trouve :

$$k_c = \left(\frac{\ln 1.214}{\ln 1.214 - \ln \frac{332}{310}} \right) \\ k_c = 1.546$$

Chapitre III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

III.4.3.C Le rendement isentropique

On utilise l'équation (23) on trouve :

$$\eta_{is_c} = \frac{(1.214^{\frac{1.406-1}{1.406}} - 1)}{(1.214^{\frac{1.546-1}{1.546}} - 1)}$$

$$\eta_{is_c} = 0.813 \approx 81.3\%$$

III.4.3.D Le rendement polytropique

On utilise l'équation (24) on trouve :

$$\eta_{p_{oc}} = \left(\frac{1.406-1}{1.406}\right) \left(\frac{1.546}{1.546-1}\right)$$

$$\eta_{p_{oc}} = 0.818 = 81.8\%$$

- L'étude thermodynamique de la compression effectuée souvent à l'aide des diagrammes (T-S) permet de déterminer la variation de température et de pression de chaque étage du compresseur comme l'indique la figure III.2.

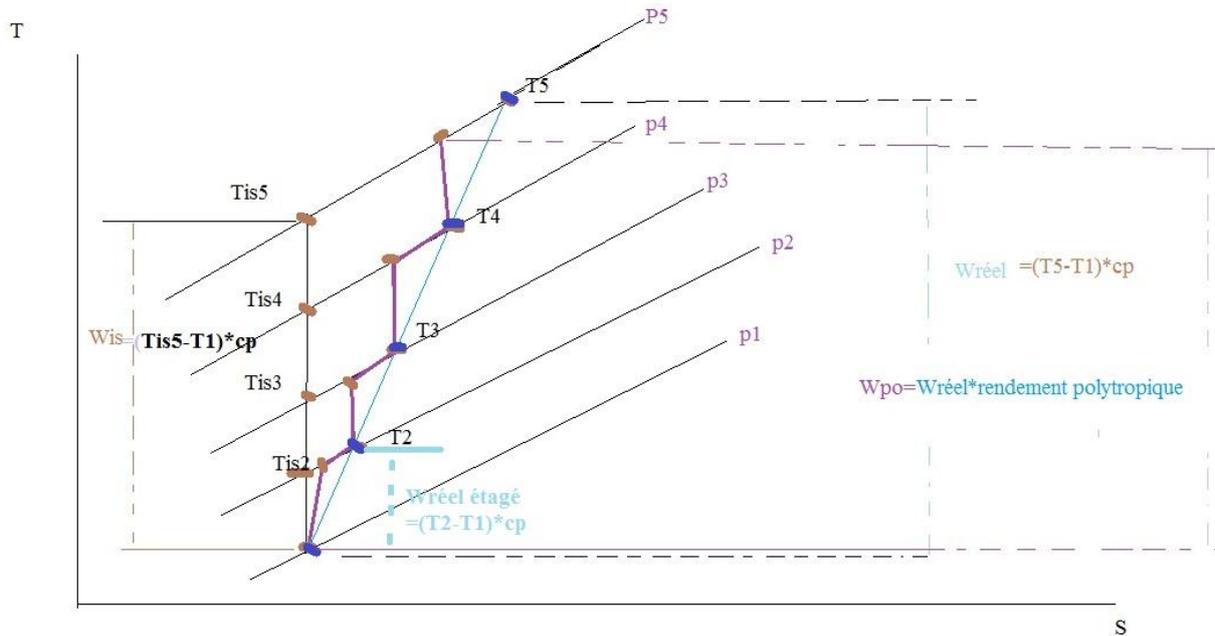


Figure 12. Variation de température T en fonction de l'entropie S. [12]

III.4.3.E Calcul de pression de chaque étage

A partir de l'équation (26) et avec $5 \geq i \geq 1$ on trouve :

$$P_i = P_{i-1} * \tau_\epsilon$$

$$P_2 = P_1 * \tau_\epsilon$$

(3-21)

$$P_2 = 28 * 1.05 = 29.4 \text{ bar}$$

Chapitre III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

III.4.3.F Calcul de température réelle de chaque étage

A partir de l'équation (23) et avec $5 \geq i \geq 1$ trouve :

$$T_i = T_{i-1} \left(1 + \frac{1}{\eta_{is}} * \left(\tau_\epsilon^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right) \quad (3-22)$$

$$T_2 = 310 \left(1 + \frac{1}{0.81} * \left(\tau_\epsilon^{\frac{1.406-1}{1.406}} - 1 \right) \right) = 315.4K$$

III.4.3.G Calcul de température isentropique de chaque étage

A partir de l'équation (12) et avec $5 \geq i \geq 1$ trouve :

$$T_{is(i)} = T_{(i-1)} \tau_\epsilon^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} \quad (3-23)$$

$$T_{is(2)} = 310 \tau_\epsilon^{\frac{1.406-1}{1.406}} = 314.52K$$

$T_{(i-1)}$: Température réel pour un étage

$T_{is(i)}$: Température isentropique pour un étage

III.4.3.H Les différents températures et pression et travaux pour chaque étage.

On utilisé les même équations (27), (28) et (29) pour calculer les autres points.
Les différentes températures et pressions sont représentées dans le tableau III.1

pt	taux	T is (K)	T ré (K)	p (bar)	W (kJ/kg)	W _{po} (kJ/kg)	W _{is} (kJ/kg)	η _{po} (%)	η _{is} (%)
1	1,05	310	310	28					
2	1,05	314,52	315,4	29,4	77,814	63.65	63.029	81.83	81.32
293	1,05	320,08	320,9	30,87	79,255	64.83	64.19	81.83	81.32
4	1,05	325,73	326,4	32,4135	79,255	64.83	64.19	81.83	81.32
5	1,05	331,4	332,1	34	82,137	67.86	66.53	81.83	81.32
global					318,461	260.5	257.95	81.83	81.32

Tableau III-1. les différents températures et pressions et travaux de chaque étage.

Les caractéristiques thermodynamiques de l'hydrogène sont calculées en utilisant le logiciel qui figure dans l'annexe.

Chapitre III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

III.4.4 Calcul travaux globale du compresseur

III.4.4.A Travail isentropique globale

On remplace le paramètre isentropique dans l'équation (13) on trouve :

$$W_{is_c} = \frac{1.406}{1.406-1} * 1 * 4.165 * 310 \left(1.214^{\frac{1.406-1}{1.406}} - 1 \right) \quad (3-24)$$

Donc $W_{is_c} = 257.8 \text{ kJ/kg}$

III.4.4.B Travail polytropique globale

On remplace le paramètre polytropique dans l'équation (9) on trouve :

$$W_{po_c} = \frac{1.546}{1.546-1} * 1 * 4.165 * 310 \left(1.214^{\frac{1.546-1}{1.546}} - 1 \right) \quad (3-25)$$

Donc : $W_{po_c} = 260.7 \text{ kJ/kg}$

III.4.4.C Travail réel

On remplace le paramètre isentropique et polytropique dans l'équation (17) on trouve :

$$W_{réel_c} = \frac{1.406}{1.406-1} * 1 * 4.165 * 310 \left(1.214^{\frac{1.546-1}{1.546}} - 1 \right) \quad (3-26)$$

Donc : $W_{réel_c} = 318.6 \text{ kJ/kg}$

III.4.5 la puissance de compresseur k201

III.4.5.A La puissance transmise au gaz

$$P_c = \dot{m} \cdot W_{réel_c} \quad (3-27)$$

Tel que \dot{m} : Débit massique (Kg / S).

ρ_{H_2} : Masse volumique de l'hydrogène

$$\rho_{H_2} = 2.154 \text{ kg/m}^3$$

On: $Q_V = 9500 \text{ m}^3/\text{h}$

Donc: $Q_V = 2.65 \text{ m}^3/\text{s}$

c.à.d. $\dot{m} = 5.7 \text{ kg/s}$

Chapitre III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

D'où: $P_c = 5.7 \cdot 317.1 = 1810 \text{ KW}$.

Alors $P_c = 1810 \text{ KW} = 2462.5 \text{ cv}$

- ❖ Le compresseur centrifuge k201 accouplé avec un turbin k201.
- ❖ Le type d'accouplement à engrenage à denture bombée (en acier).



Figure 13. Accouplement à engrenage à denture bombée.

- L'accouplement est entièrement en acier, usiné avec précision, comporte deux demi-boîtiers avec dentures droites taillées intérieurement. Ils sont reliés par un jeu de boulons en acier allié traité et sont liés à deux moyeux à denture bombée taillée par génération dont le profil soigneusement étudié avec un jeu minimum, autorise au mieux les écarts d'alignement.

Les caractéristiques à l'usinage sont :

- 26 tailles de 1 200 à 7 780 000 Nm.
- Capacités d'alésage jusqu'à 800 mm.
- Température d'utilisation entre -20°C et $+100^{\circ}\text{C}$.
- Vitesse de rotation jusqu'à 14000 tr/min.
- Grands désalignements $1^{\circ}30'$ par denture.

III.5 Etude thermodynamique de la détente des gaz.

Pour étudier la thermodynamique de la détente des gaz on utilise les équations précédentes.

Pour les gaz parfaits

$$W = \Delta H = CP (T_1 - T_2) \quad (3-28)$$

Où :

T₁ = Température d'aspiration

T₂ = Température de refoulement

ΔH : la Variation de l'enthalpie (voir figure III.5)

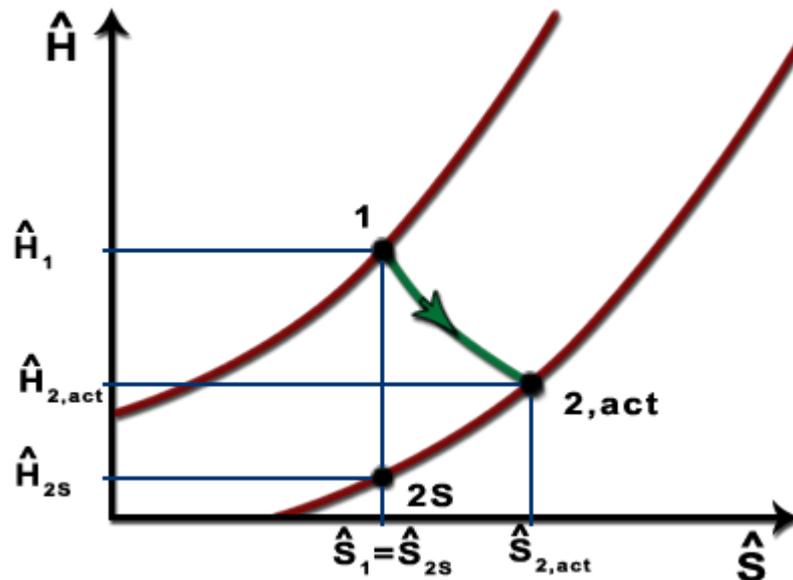


Figure 14. Variation de l'enthalpie H en fonction de l'entropie S. [11]

III.6 Travail de détente des gaz

Dans les turbocompresseurs, on utilise généralement la valeur de W en fonction de taux de détente τ qui est habituellement connu.

$$\tau_t = \frac{P_r}{P_a}$$

Dans le cas de la transformation adiabatique on a :

$$\frac{T_{2ist}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \tau_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad [11]$$

Chapitre III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

T_{2is} : Température isentropique

III.6.1 Le travail isentropique

A partir de l'équation (8) et (28) on trouve :

$$W_{ist} = \frac{\gamma_t}{\gamma_t - 1} \cdot r \cdot T_1 \left(1 - \tau_t^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}} \right) \quad (3-29)$$

III.6.2 le travail polytropique

A partir de l'équation (9) on trouve :

$$W_{pt} = \frac{k_t}{k_t - 1} \cdot r \cdot T_1 \left(1 - \tau_t^{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right) \quad (3-30)$$

III.6.3 Le travail réel

A partir de l'équation (12) on trouve :

$$W_{rt} = \frac{\gamma_t}{\gamma_t - 1} \cdot r \cdot T_1 \left(1 - \tau_t^{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right) \quad (3-31)$$

III.7 Rendement thermodynamique d'une turbine à vapeur

Afin de calculer le travail réel $W_{réel}$ nécessaire à détente (1 Kg) de vapeur on utilise un des rendements thermodynamiques de la turbine :

$$\eta_{tht} = \frac{W_{rt}}{W_{tht}} \quad (3-32)$$

Il doit être adapté selon les particularités de la détente réelle. Pour la turbomachine qui est souvent dépourvue de refroidissement du corps on emploie généralement le travail adiabatique W_{ad} et le rendement adiabatique.

$$\eta_{is_t} = \frac{W_{réel_t}}{W_{is_t}} \quad (3-33)$$

$$\eta_{po_t} = \frac{W_{réel_t}}{W_{po_t}} \quad (3-34)$$

Ce rendement polytropique ne tient pas compte exactement des pertes réelles mais il caractérise seulement la différence entre le travail réel ($k = \text{var}$) et le travail thermodynamique avec ($k = \text{Cte}$).

Chapitre III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

En remplaces (33), (29) et (31) est trouver :

$$\eta_{is_t} = \frac{(1 - \tau^{\frac{k_t-1}{k_t}})}{(1 - \tau^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}})} \quad (3-35)$$

D'après : (34), (30) et (31) on obtient :

$$\eta_{pt} = \left(\frac{\gamma_t}{\gamma_t - 1} \right) \left(\frac{k_t - 1}{k_t} \right) \quad (3-36)$$

Dans la pratique l'exposant polytropique n'est pas connu et il doit être remplacé par le taux de détente et la température réelle de refoulement T2 à l'aide de la relation (36) on tire :

$$k_t = \left(\frac{\ln \tau_t}{\ln \tau_t - \ln \frac{T_2}{T_1}} \right)$$

III.8 Application thermodynamique

Les Calculs thermodynamiques de la turbine à vapeur est effectué pour une approche afin de vérifier les paramètres thermodynamiques de la turbine en service, le calcul consiste à déterminer la puissance et le rendement. La vérification des paramètres et des caractéristiques de la machine pour des conditions d'un procédé technologique établi Figure III.6.

P=15.8 bar

T=314 c°

vapeur d'eau

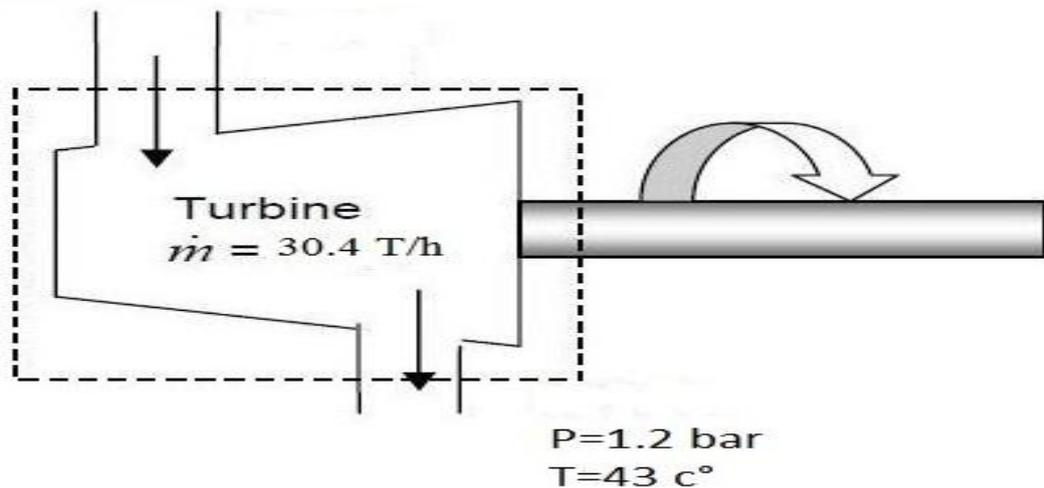


Figure 15. Schéma de fonctionnement. [12]

Les données techniques du compresseur centrifuge K201 qui ont servi au calcul ont été tirées directement de la salle de contrôle de la station **SIDI ARCINE**.

Chapitre III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

III.8.1 Paramètres de fonctionnement :

Pression d'aspiration $P_a = 15.8$ bars.
Pression de refoulement $P_r = 1.2$ bars.
Vitesse nominale $N = 6700$ tr/min.
Vitesse du déclanchement $N = 7705$ tr/min
Température d'aspiration $T_1 = 587 \text{ K} = 37^\circ\text{C}$
Température de refoulement $T_2 = 316 \text{ K} = 59^\circ\text{C}$.
Débit massique d'aspiration $Q_v = 11$ T/h.
Nombre de roue $Z = 7$ roues.

III.8.2 Caractéristiques du gaz :

Facteur de correction $\chi = 1.00122$ (m.s²/Kg).
Poids moléculaire $M = 18$ Kg/k mol.
Exposant isentropique $\gamma = 1.316$

III.8.3 Détermination des grandeurs nécessaires au calcul

$$r = R / M = 0.4618 \text{ [kj/kg.k]}$$

$R : 8,314$ [KJ / K mol] ; (constante des gaz parfaits).

$$C_p = 2.225 \text{ [kj/kg.k]}$$

$$C_v = 1.654 \text{ [kj/kg.k]}$$

- L'étude thermodynamique de la détente de la vapeur effectuée souvent à l'aide des diagrammes (T – S) permet de déterminer la variation de température et pression De chaque étage dans la turbine comme indique La figure III.7.

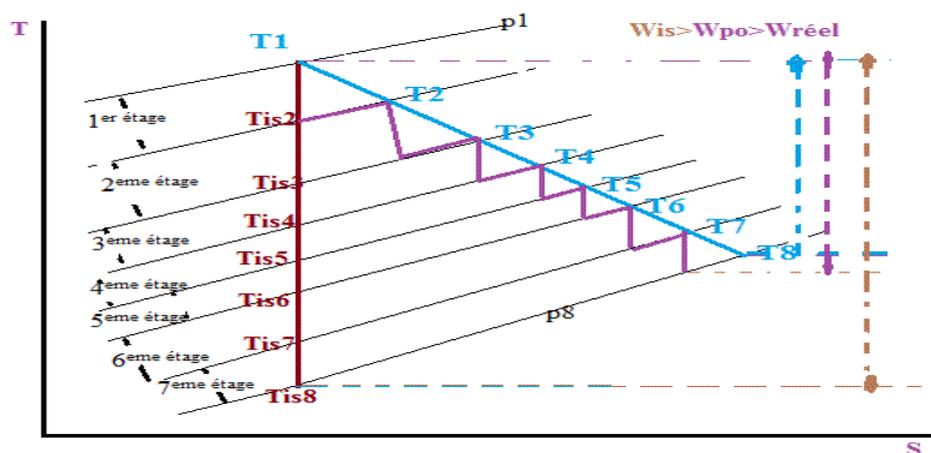


Figure 16. Variation de température T en fonction de l'entropie S. [11]

III.8.3.A Le taux de détente.

Le taux de compression (τ) qui est habituellement connu.

$$\tau_t = \frac{P_r}{P_a} \quad (3-37)$$

Tel que P_r : la pression de refoulement.
 P_a : la pression d'aspiration.

$$\text{D'où : } \tau_t = \frac{1.2}{15.8} = 0.0759$$

$$\text{Donc : } \tau_t = 0.0759$$

$\tau_{ét}$: Taux de détente pour chaque étage

Le nombre d'étage : 7 étages identiques

$$\tau = \frac{P_8}{P_7} * \frac{P_7}{P_6} * \frac{P_6}{P_5} * \frac{P_5}{P_4} * \frac{P_4}{P_3} * \frac{P_3}{P_2} * \frac{P_2}{P_1} = \tau e^7 \quad (3-38)$$

Donc :

$$\tau_{ét} = \sqrt[7]{\tau_t} \quad (3-39)$$

$$\tau_{ét} = \sqrt[7]{0.0759}$$

$$\tau_{ét} = 0.69195$$

P_1 : Pression d'aspiration a 1^{er} étage

P_2 : Pression de refoulement a 1^{er} étage

III.8.3.B Le coefficient polytropique

Partir de l'équation(18) on trouve :

$$k_t = \left(\frac{\ln 0.0759}{\ln 0.0759 - \ln \frac{587.15}{316.15}} \right)$$

$$k_t = 1.316$$

III.8.3.C Le rendement isentropique

On utilise l'équation (35) on trouve :

$$\eta_{is} = \frac{(1 - 0.0759^{\frac{1.316-1}{1.316}})}{(1 - 0.0759^{\frac{1.345-1}{1.345}})}$$

$$\eta_{ist} = 0.977 = 97.7\%$$

III.8.3.D Le rendement polytropique

On utilise l'équation (36) on trouve :

$$\eta_{pt} = \left(\frac{1.316}{1.316-1} \right) \left(\frac{1.345-1}{1.345} \right)$$

Chapitre III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

$$\eta_{pt} = 0.9366 \approx 93.66\%$$

III.8.3.E Calcule la pression de chaque étage

A partir de l'équation (38) et avec $8 \geq i \geq 1$ on trouve :

$$\begin{aligned} P_i &= P_{i-1} * \tau_{ét} \\ P_2 &= P_1 * \tau_{ét} \\ P_2 &= 15.8 * 0.69195 = 29.4 \text{ bar} \end{aligned} \quad (3-40)$$

III.8.3.F Calcul de température réelle de chaque étage

A partir de l'équation (33) et avec $8 \geq i \geq 1$ trouve :

$$\begin{aligned} T_{(i)} &= T_{(i-1)} \left(1 + \eta_{ist} \left(\tau_{ét}^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}} - 1 \right) \right) \\ T_{(2)} &= 587 * \left(1 + 0.9366 * \left(0.69195^{\frac{1.316-1}{1.316}} - 1 \right) \right) = 536.5 \text{ K} \end{aligned} \quad (3-41)$$

III.8.3.G Calcul de température isentropique de chaque étage

A partir de l'équation (45) et avec $8 \geq i \geq 1$ trouve :

$$\begin{aligned} T_{ist(i)} &= T_{i-1} \tau_t^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}} \\ T_{ist(2)} &= 587 * 0.69195^{\frac{1.316-1}{1.316}} = 537.47 \text{ K} \end{aligned} \quad (3-42)$$

$T_{(i-1)}$: Température réel pour un étage

$T_{is(i)}$: Température isentropique pour un étage

III.8.3.H Les différents températures et pression et travaux pour chaque étage

On utilisé les équations (40), (41) et (42) pour calculer les autres points.

Les différentes températures et pressions sont représentées dans le tableau III.2.

pt	taux globale	taux étage	p (bar)	T_ré t (K)	T_ist (K)	T_pot (k)	W_ist (kj/kg)	w_pot (kj/kg)	w (kj/kg)
1	0,07595	0,692	15,8	587	587	587			
2	0,07595	0,692	10,9336	537,3078714	534,1022689	534,1022689	117,697452	117,6974517	110,5649861
3	0,07595	0,692	7,5660512	491,8223998	485,9714372	488,8881656	107,091101	100,6013798	101,2051744
4	0,07595	0,692	5,23570743	450,1874731	442,1779339	447,5016348	97,4405447	92,0850311	92,63771178
5	0,07595	0,692	3,623109542	412,0771259	402,3308991	409,6186556	88,6596525	84,2896287	84,79552254
6	0,07595	0,692	2,507191803	377,192987	366,0746951	374,942637	80,6700538	77,15414136	77,61720906
7	0,07595	0,692	1,734976728	345,2619437	333,085733	343,2020957	73,4004408	70,62270437	71,04657135
8	0,07595	0,692	1,200603896	316,0340035	303,0695838	314,1485307	66,7859318	64,64418221	65,03216699
globale							631,745176	607,0945193	602,8993422

Tableau III-2. différentes températures et pressions et travaux du compresseur K-201.

Chapitre III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

- Les caractéristiques thermodynamiques de la vapeur d'eau sont calculées à l'aide du logiciel qui figure en annexe.

III.8.4 Calcul travaux globale du compresseur

III.8.4.A Travail isentropique globale

On remplace le paramètre isentropique dans l'équation (29) on trouve :

$$W_{ist} = \frac{1.345}{1.345-1} * 0.5708 * 587 \left(1 - 0.0759^{\frac{1.345-1}{1.345}} \right)$$

$$W_{ist} = 631.9 \text{ KJ / kg}$$

III.8.4.B Travail polytropique globale

On remplace le paramètre polytropique dans l'équation (30) on trouve :

$$W_{pt} = \frac{1.316}{1.316-1} * 0.5708 * 587 \left(1 - 0.0759^{\frac{1.316-1}{1.316}} \right)$$

$$W_{pt} = 643.9 \text{ KJ / kg}$$

III.8.4.C Travail réel

On remplace le paramètre isentropique et polytropique dans l'équation (31) on trouve :

$$W_{rt} = \frac{1.345}{1.345-1} * 0.5708 * 587 \left(1 - 0.0759^{\frac{1.316-1}{1.316}} \right)$$

$$W_{rt} = 603.1 \text{ KJ / kg}$$

III.8.5 La puissance de la turbine

La puissance transmise au vapeur

$$P_T = \dot{m}_V * W_T \quad (3-43)$$

Tel que \dot{m}_V : Débit massique (Kg / S).

ρ : Masse volumique de vapeur d'eau

$$\rho = 6.052 \text{ kg/m}^3$$

On: $\dot{m}_V = 11 \text{ T/h}$

Donc: $Q_V = 0.5048 \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{c.à.d.} \quad \dot{m}_V = 3.05 \text{ kg/s} \quad (3-44)$$

Chapitre III Calculs énergétiques du couple compresseur-turbine.

D'où : $P_T = 3.05 \cdot 603.1 = 1843 \text{ KW}$.

Alors $P_T = 1843 \text{ KW} = 2507 \text{ cv}$

III.8.6 Le rendement mécanique

C'est le rapport de puissance du compresseur et puissance turbin :

$$\eta_m = \frac{P_C}{P_T} \quad (3-45)$$

$$\eta_m = \frac{1810}{1843}$$

$$\eta_m = 0.9824$$

$$\eta_m = 98.24\%$$

On remarque que le rendement mécanique est un peu élevé grâce à la nature d'accouplement et la maintenance générale été faite récemment (environ 3 mois) mais il reste dans les normes de l'entreprise (supérieur à 95% et inférieur à 99%).

IV Pompage et anti-pompage.

IV.1 Description du phénomène de pompage

Dans les systèmes de compression d'air, les instabilités se produisent lors du fonctionnement près de la pression maximale. Cependant, l'efficacité maximale d'un système de compression se trouve près de cette région d'instabilité. Le pompage est une situation instable qui se produit quand le débit est bas et le taux de compression est très élevé pour une vitesse de compression donnée.

Quand un compresseur centrifuge atteint sa limite de pompage, l'écoulement du gaz change soudainement sa direction vers l'arrière donc du refoulement vers l'aspiration du compresseur à travers les roues à aubes de rotation.

Ce mode violent d'instabilité cause une panne totale du système et une perte énergétique de pression.

Généralement, tous les systèmes de compression fonctionnent avec une marge définie comme marge de pompage et par conséquent, l'efficacité opérationnelle du système est inférieure. Donc il est nécessaire d'étudier le pompage des systèmes de compression pour comprendre sa dynamique afin de faire fonctionner ces derniers près de l'instabilité pour réaliser un rendement maximal sans risque de rentrer en pompage.

Les données de pression instable d'un système de compression, enregistrées pendant les oscillations de pompage, indiquent l'aspect physique du débit et elles sont analysées pour comprendre la dynamique de pompage des systèmes.

Les phénomènes de pompage sont des instabilités globales et auto-excitées qui peuvent affecter l'ensemble du système et doivent être évités.

L'occurrence d'un pompage dépend de la caractéristique débit-taux de compression du système, cette caractéristique est caractérisée par de grandes amplitudes des oscillations de cycle limite de débit massique et de taux compression.

Le pompage commence à se produire dans une région de la caractéristique du compresseur, où les caractéristiques de débit/rapport de pression pour une vitesse constante ont une pente positive.

Dans un système de compression l'énergie mécanique entrante est transformée en énergie de pression du fluide par un dispositif mécanique rotatoire et fixe complexe.

Ce phénomène de pompage provoque une inversion des charges axiales et provoque d'autres forces sur le rotor qui peuvent causer des dommages aux roulements, joints et autres pièces du compresseur. Pour ces raisons, le pompage doit être évité pendant le fonctionnement du compresseur centrifuge.

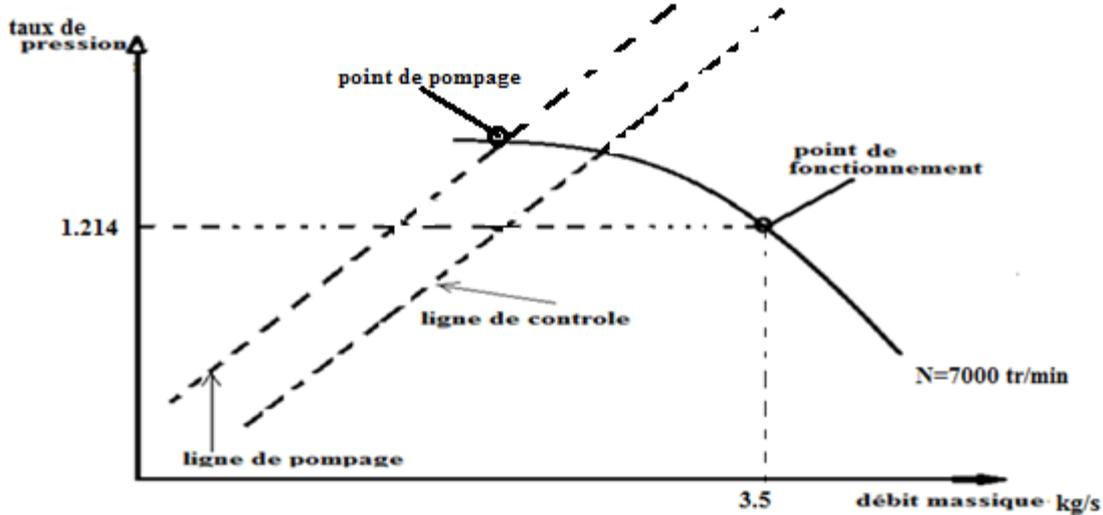


Figure 17. point de fonctionnement de compresseur k201.

IV.2 Cycle de pompage et stabilité du point de fonctionnement

Le pompage est défini par le point de fonctionnement où la capacité de compression est maximale et le débit est minimal. Le compresseur perd la capacité de maintenir le maximum de compression quand le pompage apparaît et l'ensemble du système devient instable. Dans les conditions normales, le compresseur fonctionne à la droite de la ligne de pompage. Cependant, sous l'effet de fluctuations du débit, ou sous l'effet démarrage/ d'arrêt d'urgence, le point de fonctionnement se déplace vers la ligne de pompage parce que le débit est réduit. Si les conditions sont telles que le point de fonctionnement se rapproche de la ligne de pompage, la roue à aubes et le diffuseur commencent à fonctionner en décrochage et recirculation du débit.

Le décollement du débit entraîne éventuellement une diminution de la pression de refoulement et d'aspiration. Ceci est défini comme le cycle de pompage du compresseur (Figure IV.1)

Le cycle de pompage se répétera à moins que des systèmes de contrôle soient installés ou des changements opérationnels sont apportés pour faire sortir le compresseur du cycle de pompage. Ce cycle peut se traduire par une période d'inversion de petits ou grands flux en fonction du volume de gaz de refoulement et le rapport de pression.

Le pompage est caractérisé par les périodes intermittentes de la petite inversion d'écoulement qui peuvent ne pas endommager considérablement la machine. Il est prononcé, habituellement en raison d'une transition rapide à travers la ligne de pompage. Tout événement de pompage peut gravement endommager les paliers de butée, les phoques et la roue à aubes. L'ampleur des dommages dus à l'occurrence de pompage est légèrement en fonction de la conception du compresseur.

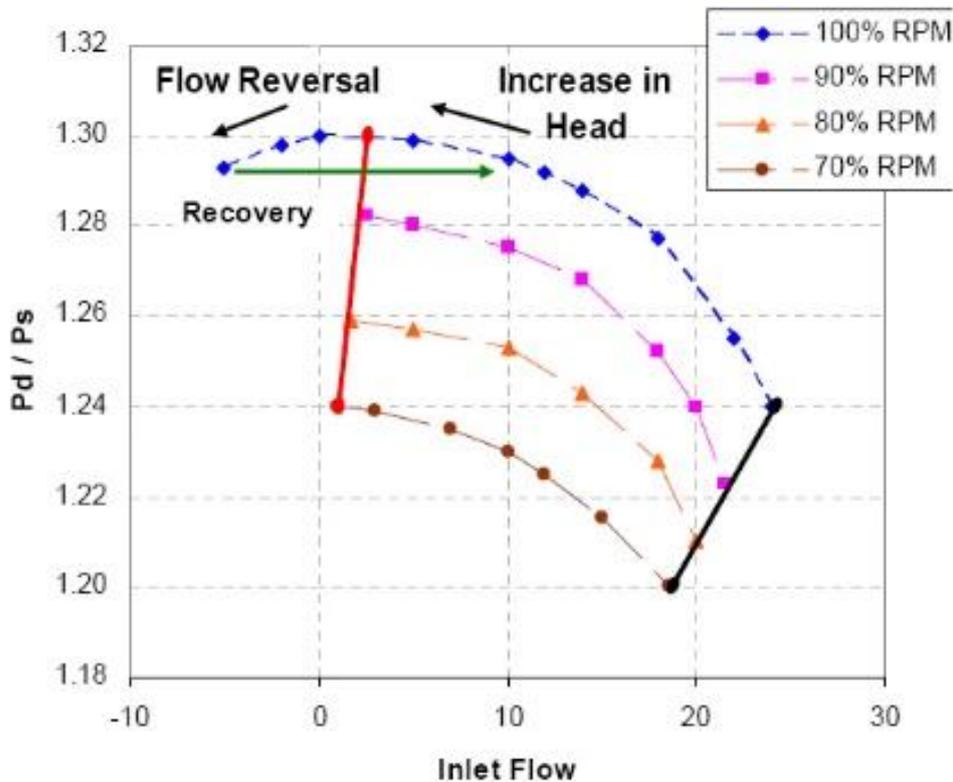


Figure 18. Ligne de pompage sur la caractéristique d'un type Compresseur. [12]

IV.3 Stabilité d'un système de compression

Une telle caractéristique est représentée par la courbe en forme de S dans la (FigureIV.3) Le segment pointillé de la courbe indique que cette section est habituellement une approximation du système physique, car il est difficile de le mesurer expérimentalement.

Les oscillations de pompage sont dans la plupart des applications non désirées, et peuvent dans certains cas extrêmes endommager le compresseur. Comme on le verra selon Erskine and Hensman (1975) et Greitzer (1981), un pompage peut également induire des vibrations dans d'autres composants du système de compression. Il est commun de distinguer au moins deux différents types de pompage : pompage léger, pompage classique et pompage profond.

Le premier de ces types est un phénomène d'oscillations de la pression et de débit dans le système de compression, tandis que dans le second type, les oscillations de débit massique ont une grande amplitude, qui se produit par l'inversion du flux dans le système de compression. Un schéma d'un cycle de pompage profond est illustré dans la FigureIV.2. Le cycle commence à (1) où l'écoulement devient instable. Il saute alors à la caractéristique de débit inversé (2) et suit cette branche de la caractéristique jusqu'au débit approximativement nul (3), puis saute à (4) où il suit la caractéristique à (1), et le cycle se répète.

Le pompage peut se produire dans les deux compresseurs axiaux et centrifuges et plus de détails sur le cycle de pompage sont donnés dans la section 1.8 (Conséquences du phénomène de pompage).

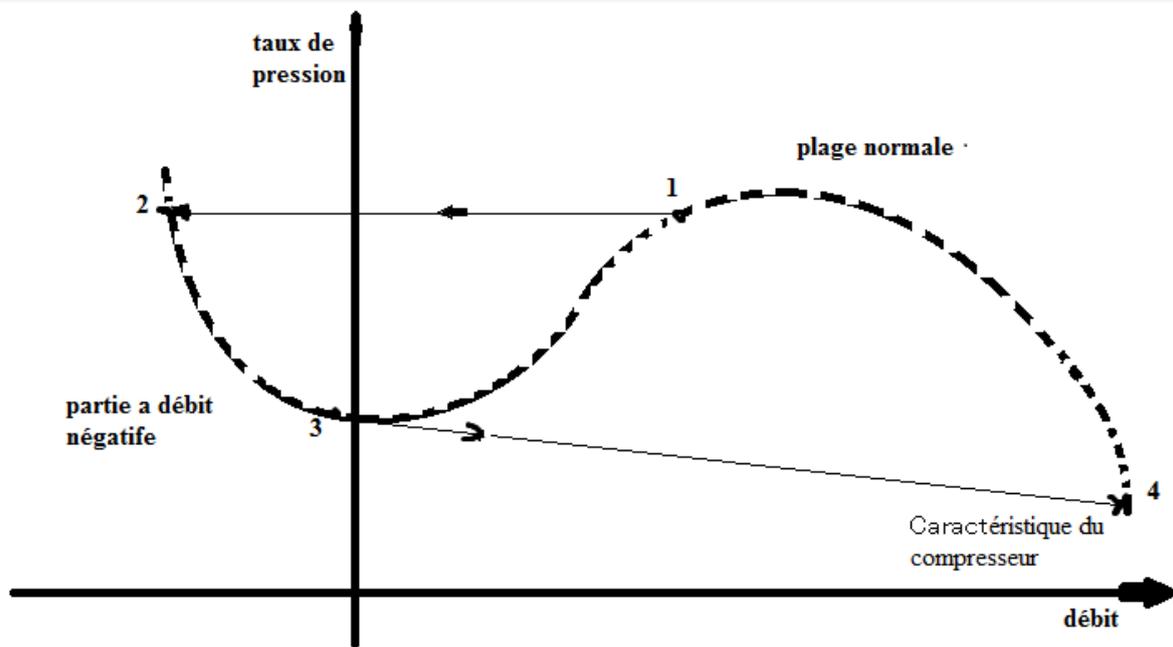


Figure 19. Caractéristique d'un compresseur avec un pompage profond. [13]

Le rôle de la commande anti-pompage est d'empêcher le pompage et d'assurer un fonctionnement stable du compresseur même en cas de faible capacité.

La Figure IV.4 illustre un cycle de pompage caractérisé par une limite de pompage.

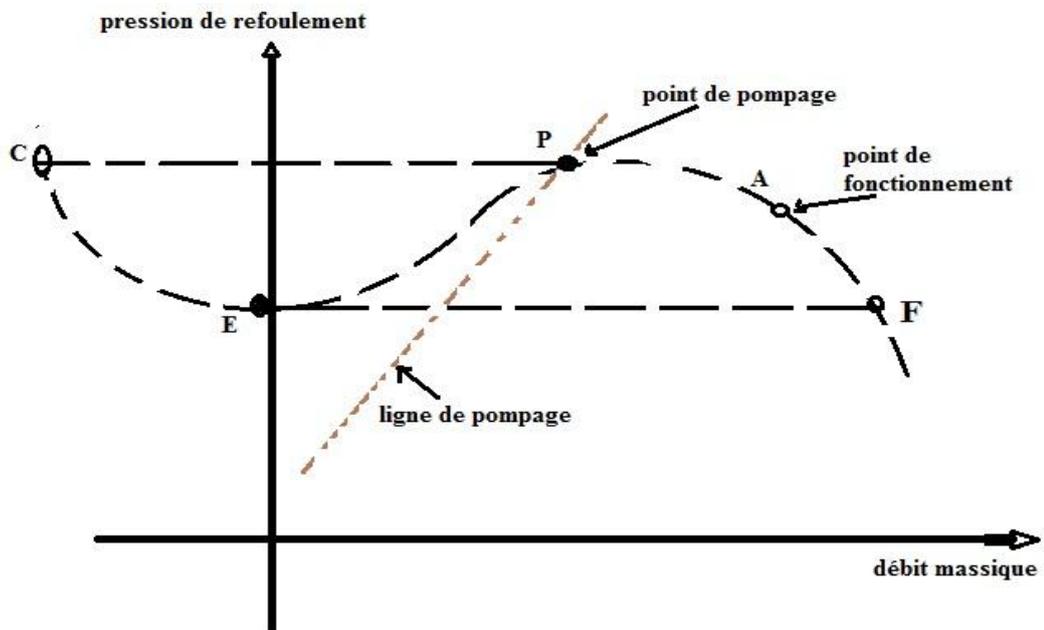


Figure 20. Les parties stable et instable de la caractéristique.

Dans les systèmes de contrôle en générale en utilise une ligne de control parallèle de la ligne de pompage (Figure IV.5) c'est La distance entre la ligne de pompage et ligne de control

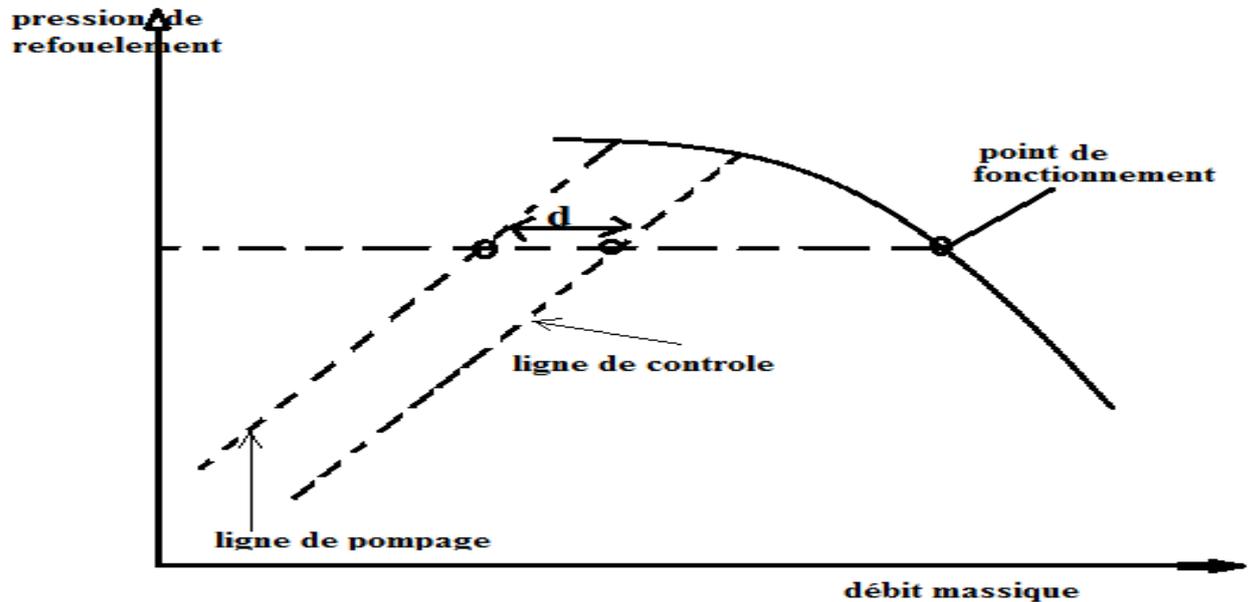


Figure 21. Ligne de pompage et ligne de contrôle. [14]

IV.4 Limites de pompage et de contrôle

La majorité des techniques de contrôle de pompage limitent le fonctionnement du compresseur aux débits au-dessus d'une ligne de contrôle définie par la marge de pompage pour un compresseur particulier [8].

Par mesure de sécurité, une ligne de contrôle de pompage est choisie, normalement environ 10% à la droite de la ligne de pompage définie par la caractéristique du compresseur (Figure IV.5). Une certaine marge de sécurité est nécessaire en raison des changements soudains dans les paramètres du système qui peuvent faire pomper le compresseur [10].

Éviter le pompage est le principe de contrôle le plus utilisé dans l'industrie du gaz aujourd'hui. Il empêche le compresseur d'atteindre la ligne de pompage par le retour du gaz à partir de la sortie vers l'entrée d'alimentation, ou en soufflant par l'orifice de la vanne de sortie. Ceci permet au compresseur d'avoir un débit massique suffisant pour éviter le pompage, et de fonctionner à une valeur de consigne désirée.

La ligne de pompage se situe dans la zone proche à la plus haute performance du compresseur, il est donc souhaitable de faire fonctionner le système très proche de cette dernière. Cependant, de grands problèmes peuvent se poser si le système rentre dans le pompage, l'évitement du pompage est mis en

application pour s'assurer que ceci ne se produit pas. Si toutes les caractéristiques du compresseur sont connues et s'il n'y a pas d'erreurs (par exemple bruit) dans les mesures, la ligne de pompage pourrait être utilisée comme une référence de contrôle. Par conséquent, une marge de sécurité, c'est à dire une ligne d'évitement de pompage est définie à droite de la ligne de pompage qui est la ligne de contrôle voir Figure IV.5

Même si le pompage est détecté rapidement, le temps de réponse de la vanne de refoulement ou celle du recyclage est relativement lent ce qui cause le fonctionnement du compresseur en condition de pompage pendant une certaine période.

Le cycle du système de contrôle dans et hors pompage peut provoquer une variation de pression de sortie, l'usure du compresseur, et un mauvais rendement.

Bien que les systèmes qui détectent le pompage sont basés soit sur l'augmentation de la température ou l'instabilité du débit et des mesures de pression, chacun doit être conçu sur mesure pour certaines machines et systèmes de compression. Pire encore, ces systèmes ont tendance à être sûr et fiable seulement sur la gamme des conditions d'essai. En conséquence, la plupart des utilisateurs font fonctionner le compresseur loin de la ligne de pompage.

Comme indiqué sur la Figure IV.6, la ligne de pompage représente le débit minimum nécessaire, pour chaque pression donnée, afin d'éviter le pompage. Les points sur la ligne de pompage - qui sont bien sûr représentés par une «courbe» - sont généralement déterminés par des essais expérimentaux.

Soit le compresseur fonctionnant en toute sécurité au point (1), si le débit diminue brusquement, le point de fonctionnement du compresseur peut se déplacer dans la région de pompage au point (2), alors on ouvre complètement la vanne de recyclage ce qui fait augmenter le débit d'aspiration et le fonctionnement passe au point (3). Si la vanne de recyclage a été faiblement ouverte ceci peut entraîner le pompage, si par contre elle est fortement ouverte(4) ceci entraîne le gaspillage de combustible par le refoulement du compresseur dans l'air. Même si le gaz est recyclé, l'énergie supplémentaire pendant la compression doit être enlevée par le refroidissement, autrement le compresseur surchauffera.

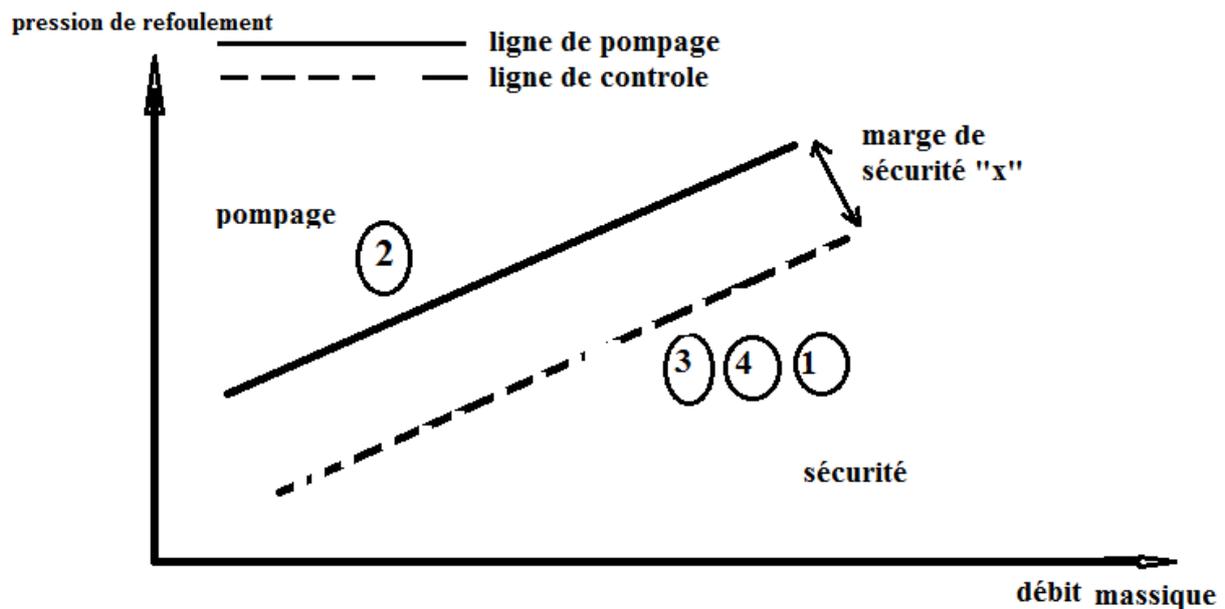


Figure 22. Commande anti-pompage d'un compresseur. [15]

IV.5 Conséquences du phénomène de pompage

IV.5.1 Pompage du compresseur

Le pompage provoque une surchauffe et des dommages, il peut être assez violent pour endommager un compresseur en quelques cycles. Le pompage est un flux cyclique, de fortes vibrations, des chocs de pression et l'augmentation rapide de la température [16].

Le décollement tournant et le pompage sont les conditions de fonctionnement critiques qui limitent la zone de stabilité à des débits massiques faibles dans une caractéristique du compresseur. Nous observons plusieurs implications physiques en tant qu'un chauffage rapide des ailettes, l'augmentation de la température de sortie du compresseur, d'autres charges périodiques, les vibrations et la fatigue des ailettes qui peuvent conduire à la réduction de longévité matérielle et aux dommages graves à la machine [17].

IV.5.2 Danger du pompage

Les dommages mécaniques résultant du pompage peuvent être étendus. Juste avant le pompage lui-même, il y aura un décrochage tournant, ce qui entraînera le rotor à vibrer à. Des amplitudes de trois à quatre fois plus que les niveaux normaux.

Ces vibrations peuvent endommager les joints à labyrinthe autour de l'axe de la roue et endommager le joint sec du gaz. L'inversion soudaine de l'écoulement provoque une forte poussée d'inertie sur le rotor, ce qui risque d'endommager les paliers de butée. Il y aura des pulsations de débit et des vibrations à haute fréquence (également en raison de la poussée inversée du débit) qui pourraient endommager davantage les joints secs et le labyrinthe. Un bruit très fort et désagréable résulte de ce phénomène de pompage.

Le pompage est même présent à l'intérieur des compresseurs aéronautiques. Le coût des dommages pour les pièces de rechange peut être de plusieurs centaines de milliers de dollars. Le coût de la perte de production peut être encore plus élevé, en fonction du temps d'arrêt de l'appareil pour la réparation [18].

IV.5.3 Dommages des compresseurs dus au pompage

Les conséquences du pompage peuvent être alors récapitulées comme suit :

- La création des jeux internes sur la roue à aubes.
- Les dommages aux joints de compression en bout d'arbre.
- Les dommages sur la butée du compresseur.
- Les dommages au palier radial du compresseur.
- Les frottements contre le diaphragme stationnaire.
- L'échec d'accouplement d'arbre.

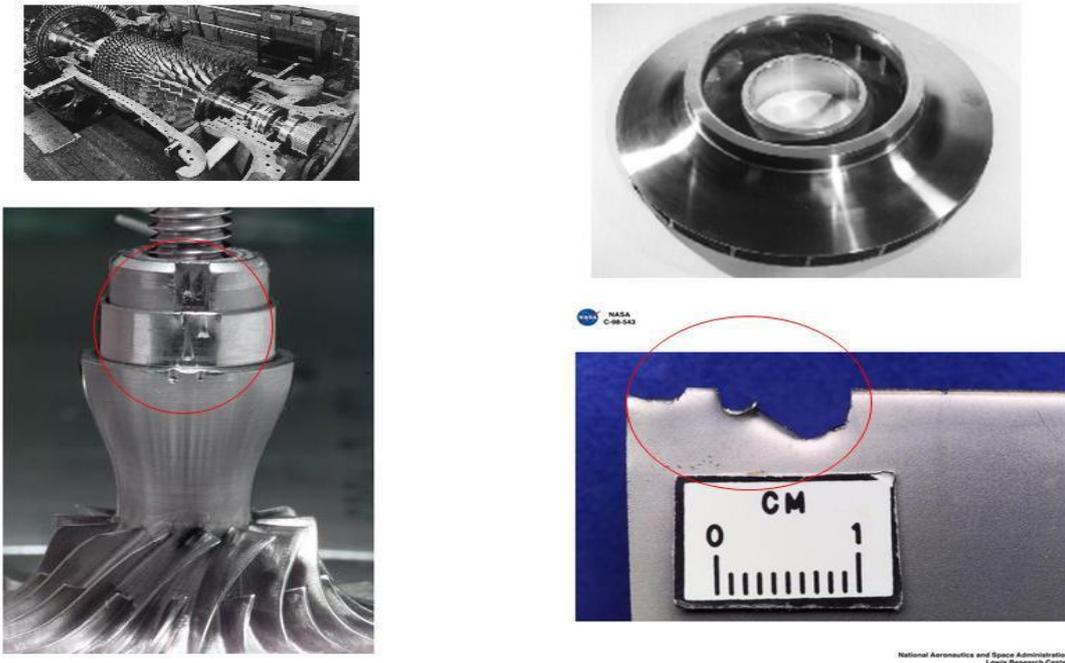


Figure 23. Conséquence de pompage.

IV.6 Systèmes actuels de régulation anti-pompage

Le rôle de cette régulation est de maintenir le compresseur dans la zone de fonctionnement stable quel que soit le taux de compression, et ce, dans le but d'assurer un débit d'aspiration supérieur au débit de pompage. En effet la régulation est basée sur la mesure du débit traversant le compresseur, et dépend d'autres variables physiques de sorte que la régulation adoptée puisse satisfaire les conditions suivantes :

- La ligne de régulation doit être la plus proche possible de la ligne de la limite de pompage déplacée parallèlement d'une quantité établie par rapport à l'axe du débit.
- La ligne de régulation, lorsque les conditions du gaz aspiré varient ne doit pas s'approcher de la ligne de pompage relative aux conditions d'étude, plus de ce qui est nécessaire au bon fonctionnement du système anti-pompage.
- Le système doit protéger la machine dans toutes les conditions de fonctionnement, démarrage, arrêt, arrêt d'urgence...etc.

En général il y a deux approches dans la conception d'un système de contrôle anti-pompage

IV.6.1 système de recyclage des gaz:

Dans ce cas, on procède avec le système de by-pass qui permet le retour d'une partie du gaz de décharge (refoulement) vers de la chambre d'aspiration afin d'augmenter le débit d'aspiration. Nous changeons instantanément le point de fonctionnement du compresseur donc nous évitons le pompage voir Figure IV.8.

L'avantage de cette approche est qu'on peut maintenir le point de fonctionnement dans la zone de l'efficacité maximale du compresseur à une vitesse constante (pas de perte d'énergie), mais il y a de nombreux inconvénients à savoir :

- chauffage du gaz à l'entrée du compresseur ce qui conduit à la diminution de taux de compression et le chauffage du compresseur lui-même.
- En recyclant le gaz, nous avons une chute de pression de gaz et la perte d'énergie.
- coût supplémentaire de carburant pour entraîner la turbine à gaz.

La technique la plus utilisée pour cette approche est celle du coefficient multiplicateur "a". est illustré dans le Figure VI.8.

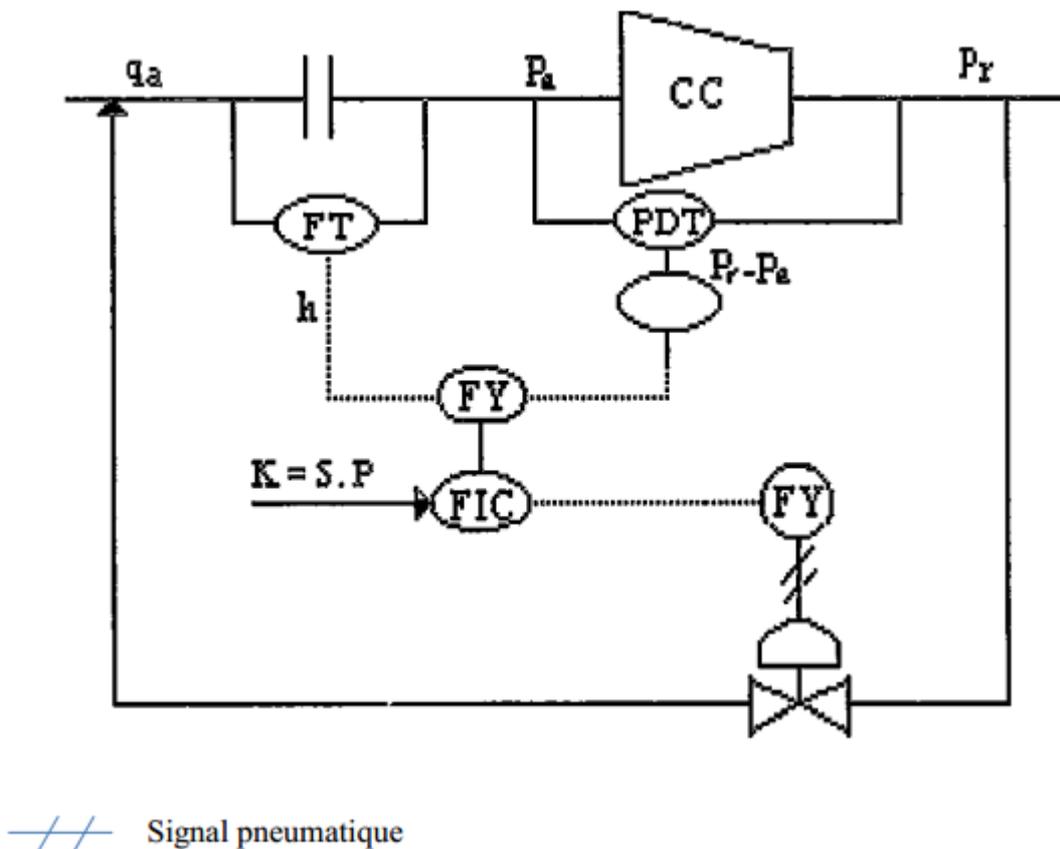


Figure 24. Régulation Anti Pompage.

La vanne anti- pompage est montée en by-pass (aval-amont) sur le compresseur (Figure IV.8). En résumé, on peut dire que le pompage se produit quand le débit dans le compresseur est trop faible. La vanne anti- pompage recycle le gaz de l'amont à l'aval et augmente ainsi le débit dans le compresseur, ce qui empêche le pompage.

IV.6.2 Système de modulation de carburant:

Ce système permet de faire varier le carburant entrant dans la chambre de combustion de la turbine à gaz qui entraîne le compresseur en fonction du débit d'aspiration à l'entrée du compresseur. La modulation de carburant varie la vitesse de la turbine à gaz, de sorte que le débit du compresseur varie voir figure IV.9.

Il y a plusieurs inconvénients de ce système à savoir :

1. Généralement en pratique le système de contrôle (PLC) de la turbine à gaz est indépendant de système de contrôle de process (DCS), donc l'utilisation des protocoles de communication tel que le modbus est indispensable ce qui conduit des retards liés au modbus (temps de calcul sera proche de temps d'échantonnage)
2. La diminution de la vitesse nous posera des problèmes de process surtout si on utilise de cycle thermodynamique combiné
3. La diminution de la vitesse en permanence c.à.d. l'envoi des gaz brûlés vers l'échappement ce qui implique une perte d'énergie et une pollution de l'environnement

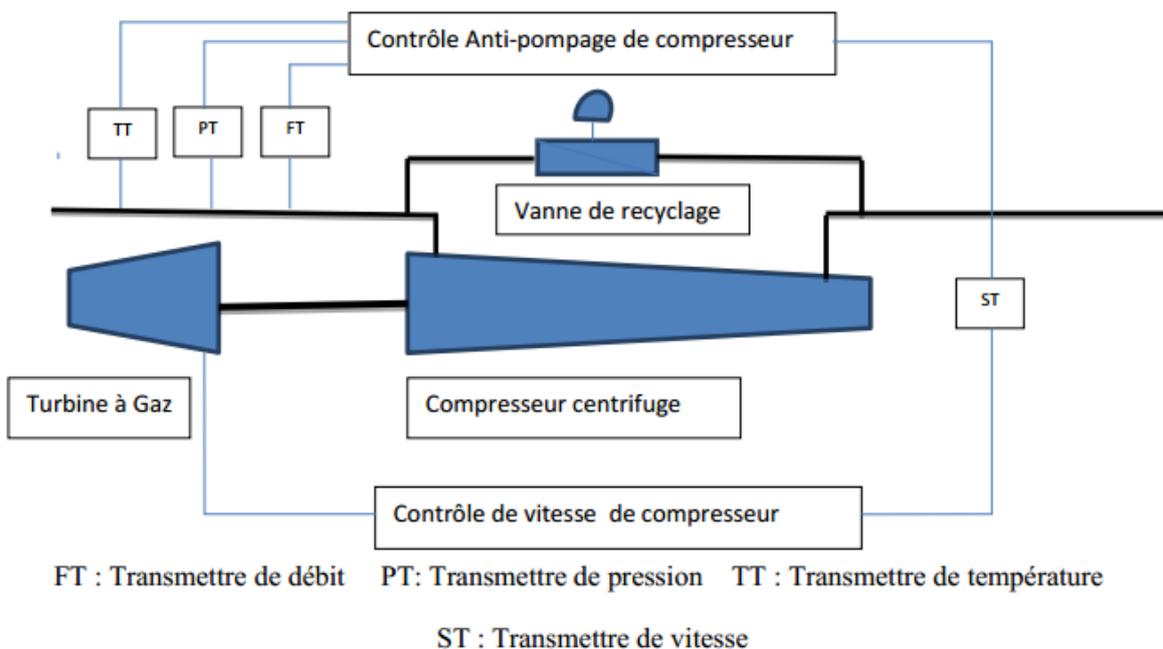


Figure 25. Système de contrôle anti-pompage utilisé.

le phénomène de pompage a été exploré en indiquant les causes de survenue et les conséquences dangereuses sur les différentes parties de la machine. Par conséquent, en essayant d'éviter l'apparition de cette instabilité sur les compresseurs centrifuges, nous avons fourni des limites de protection pour maintenir le fonctionnement du compresseur aussi loin que possible de cette instabilité et en même temps aussi proche que possible de sa ligne de pompage pour atteindre l'efficacité maximale de la machine. La raffinerie de SIDI ARCINE n'ont pas un système de régulation d'anti-pompage et dans le cas apparence de ce phénomène la solution exigée et d'étendre le couple turbine-compresseur et de redémarrer le tous par contre la solution utilisée à la base de SONATRACH de HASSI-MESLOUD et de OUARGLA (OHANET) est la 1^{er} approche, le recyclage des gaz.

V : Maintenance.

V.1 Introduction a la fonction maintenance

Ceux qui assurent la fonction maintenance ont pour mission, quelle que soit l'entreprise, d'accomplir toutes les tâches nécessaires pour que l'équipement soit maintenu ou rétabli en ceci afin de :

- Permettre une exécution normale des opérations dans les meilleures conditions de coût, de sécurité et de qualité (c'est le cas de la production).
- Obtenir un service dans les meilleures conditions de confort et de coût (c'est le cas des services rendus en général mais surtout des transports, des hôpitaux, ...).

Pour remplir cette mission, il faut :

- Dépanner les machines, les systèmes pluri-techniques et les matériels dans les meilleurs délais et au meilleur coût ;
- Réparer, réviser, rénover, maintenir en état les machines, les systèmes pluriethniques et les matériels : c'est la maintenance de fabrication ou la maintenance de production.
- Réparer et maintenir en état les bâtiments, des engins de transport, le téléphone, les réseaux les jardins et pelouses, les parkings, la climatisation, etc...
- Contrôler et surveiller les sidérantes énergies utilisées pour assurer les activités de l'entreprise (électricité, air, eau, gaz, vapeur,..) : c'est la maintenance générale.
- Négocier les contrats d'assistance technique et ou maintenance.
- Veiller au respect de ces contrats : c'est la maintenance sous-traitée.

Remarque : cette maintenance peut être générale ou de production puisque la maintenance est une fonction, il faut penser constamment à optimiser ses coûts de manière à permettre l'accroissement de la compétitivité.

V.2 DEFINITION DE LA MAINTENANCE (Extrait de norme NFX60-010).

La maintenance est définie comme étant << l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé >>.

Maintenir, c'est donc effectuer des opérations (dépannage, graissage, visite, matériel pour assurer la continuité et la qualité de la production. Bien maintenir, c'est assurer ces opérations au coût global optimum.

V.3 Rôle de la maintenance :

La maintenance doit assurer la rentabilité des investissements matériels de l'entreprise en maintenant le potentiel d'activité et en tenant compte de la politique définie par l'entreprise. La fonction maintenance sera donc amenée à considérer alors les :

- Prévisions à long terme : liées a la politique de l'entreprise et permettant l'ordonnancement des charges, des stocks, des investissements en matériel.
- Prévisions à moyen terme : la volonté de maintenir le potentiel d'activité de l'entreprise conduit à veiller à l'immobilisation des matériels à des moments qui perturbent le moins possible le programme de fabrication.
- Dès lors, il faut fournir nécessairement et suffisamment tôt le calendrier des interventions de maintenance, celles-ci ayant une influence sur l'ordonnancement des fabrications.
- Prévisions à court terme : dans ce cas, le service maintenance s'efforcera de réduire les durées d'immobilisation du matériel et les couts de ses interventions.

Sachant que les réductions de cout et l'immobilisation ne sont possible que si le matériel et les interventions ont fait l'objet d'une étude préalable. Il est donc nécessaire de préparer le travail et d'étudier les conditions de fonctionnement, les défaillances possibles et les conditions d'exécutions des interventions.

Le service technique lié à cette fonction doit fournir toutes les informations qualitatives et quantitatives susceptible d'influencer les politiques particulières de l'entreprise.

V.4 Les différentes formes de maintenance :

V.4.1 La maintenance corrective :

- Définition : (Extrait de la norme X60-010) : maintenance effectuée après défaillance.
- Défaillance : <<altération ou cessation de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise>>.

Nous rencontrons deux formes de défaillance; la défaillance partielle et la défaillance complète.

- Défaillance partielle : altération de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise.
- Défaillance complète : cessation de l'aptitude d'un bien à accomplir la fonction requise

La maintenance corrective, parfois appelée curative (appellation non normalisée), a pour objet de redonner au matériel des qualités perdues nécessaires à son utilisation. Les défauts, pannes ou avaries diverses exigeant une maintenance corrective entraînent une indisponibilité immédiate ou à très brève échéance des matériels affectés et/ou en qualité des services rendus.[19]

V.4.2 La maintenance préventive :

Elle doit permettre d'éviter des défaillances des matériels en cours d'utilisation. L'analyse des couts doit mettre en évidence un gain par rapport aux défaillances qu'elle permet d'éviter.

V.4.2.A But de la maintenance préventive :

- Augmenter la durée de vie des matériels ;
- Diminuer la probabilité des défaillances en service ;
- Diminuer les temps d'arrêt en cas de révision ou de panne ;
- Prévenir et aussi prévoir les interventions de maintenance corrective coûteuse ;
- Permettre de décider la maintenance corrective dans les bonnes conditions ;
- Eviter les consommations anormales d'énergie, de lubrifiant,...
- Améliorer les conditions de travail du personnel de production (ambiance favorable, etc...) ;
- Diminuer le budget de maintenance ;
- Supprimer les causes des accidents graves.

V.4.2.B La maintenance préventive systématique :

b.1) Définition :

La maintenance préventive effectuée selon un échéancier établi, selon le temps ou le nombre d'unités d'usage.

b.2) Conditions d'applications :

Cette méthode nécessite de connaître : le comportement du matériel ; les usures ; les modes de dégradations ; le temps moyen de bon fonctionnement entre deux avaries.

b.3) Cas d'applications :

La maintenance systématique peut être appliquée dans les cas suivants :

- Equipements soumis à la législation en vigueur (sécurité réglementée).

Exemples :

Appareil de lavage, extincteur (incendie), réservoir sous pression, convoyeurs, ascenseurs, monte-charge, etc.

- Equipements dont la panne risque de provoquer des accidents graves.

Exemples :

Tous les matériels assurant le transport en commun des personnes, avions, trains, métro, etc.

- Equipements ayant un coût de défaillance élevé.

Exemples :

Eléments d'une chaîne de production automatisée, système fonctionnant en continu.

- Equipements dont les dépenses de fonctionnement deviennent anormalement élevées au cours de leur temps de service.

Exemples :

Consommation excessive d'énergie, éclairage par lampes usagées, allumage et carburation déréglées pour les véhicules à moteur thermique.

V.4.2.C La maintenance préventive conditionnelle :**c.1) Définition :**

La maintenance préventive subordonnée à un type d'évènement prédéterminé (autodiagnostic, information d'un capteur, mesure d'une usure, etc.).

c.2) Conditions d'applications :

La maintenance préventive conditionnelle se caractérise par la mise en évidence des points faibles. Suivant les cas, il est souhaitable de les mettre sous surveillance et à partir de là, nous pouvons décider d'une intervention lorsqu'un certain seuil est atteint mais les contrôles demeurent systématiques et font parties des moyens de contrôle non destructifs.

c.3) Cas d'applications :

Tous les matériels sont concernés. Cette maintenance préventive conditionnelle se fait par des mesures pertinentes sur le matériel en fonctionnement.

c.4) Paramètres mesurés :

Ils peuvent porter par exemple sur :

- Le niveau et la qualité d'une huile,
- Les températures et les pressions,
- La tension et l'intensité des matériels électriques,
- Les vibrations et les jeux mécaniques etc...

De tous les paramètres énumérés, l'analyse vibratoire est de loin la plus riche quant aux informations recueillies, Sa compréhension autorise la prise à bon escient de décisions qui sont à la base d'une maintenance préventive.

La surveillance peut être soit périodique, soit continue.

V.5 Opération de maintenance :**V.5.1 Le dépannage :****V.5.1.A Définition :**

Action sur un bien en panne, en vue de remettre en état de fonctionnement, compte tenu de l'objectif, une action de dépannage peut s'accommoder de résultats provisoires et de conditions de réalisation hors règles de procédures, de couts et de qualité, et dans ce cas, sera suivie de la réparation.

V.5.1.B conditions d'applications :

Le dépannage, opération de maintenance corrective, n'a pas de conditions particulières. La connaissance du comportement du matériel et des modes de dégradation n'est pas indispensable même si cette connaissance permet souvent de gagner du temps. Souvent les interventions de dépannage sont de courtes durées mais peuvent être nombreuses. De ce fait, les services de maintenance, soucieux d'abaisser leurs dépenses, tentent d'organiser les actions de dépannage. D'ailleurs, certains indicateurs de maintenance, pour mesurer son efficacité prennent en compte le problème du dépannage.

V.5.1.C Cas d'applications :

Ainsi, le dépannage peut être appliqué par exemple sur des équipements fonctionnant en continu dont les impératifs de production interdisent toute visite ou intervention à l'arrêt.

V.5.2 La réparation :

V.5.2.A Définition :

intervention définitive et limitée de maintenance corrective après une panne ou défaillance.

V.5.2.B Conditions d'applications :

L'application de la réparation, opération de maintenance corrective, peut être décidée, après décision, soit immédiatement à la suite d'un incident, ou d'une défaillance, soit après une visite de maintenance préventive conditionnelle ou systématique.

Remarque : La réparation correspond à une action définitive, l'équipement réparé doit assurer les performances pour lesquelles il a été conçu.

Cas d'application :

Tous les équipements sont concernés.

V.5.3 Les inspections :

Ce sont des activités de surveillance consistant à périodiquement des anomalies et exécuter des réglages simples ne nécessitant pas d'outillage spécifique ni d'arrêt de outil de production ou des équipements.

V.5.4 Les visites :

Ce sont opérations de surveillance qui, dans le cadre de la maintenance préventive systématique, s'opèrent selon une périodicité prédéterminée.

Ces interventions correspondent à une liste d'opérations définies au préalable qui peuvent entraîner des démontages d'organes et une immobilisation du matériel.

V.5.5 Les contrôles:

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

Le contrôle peut : comporter une activité d'information ; inclure une décision : acceptation, rejet, ajournement ; déboucher comme les visites sur des opérations de maintenance corrective.

Les Opérations de surveillance (inspection, visite, contrôle) sont nécessaires pour maîtriser l'évolution de l'état réel du bien. Effectuées de manière continue ou à des intervalles prédéterminés ou non, calculés sur le temps ou le nombre d'unités d'usage.

V.5.6 Les révisions :

Ensemble des actions d'examens, de contrôles, et des interventions effectuées en vue d'assurer le bien contre toute défaillance majeure ou critique pendant un temps ou pour un nombre d'unités d'usage donné (X60-011).

Commentaires : il est d'usage de distinguer suivant l'étendue de cette opération les révisions partielles des révisions générales.

Dans les deux cas, cette opération implique la dépose de différents sous-ensembles.

Ainsi, le terme révision ne doit en aucun cas être confondu avec les termes visites, contrôles, inspections, etc.

Les deux types d'opération définis (révisions partielle ou générale) relèvent du 4^e niveau de maintenance tel que défini par la norme x60-011

V.6 L'entretien

Tout matériel qui fonctionne s'use, donc il faut de l'entretien pour conserver sa performance et lui assurer une longue vie.

L'entretien est une fonction absolument complémentaire à la fabrication, la raison d'existence de la fabrication a engendré celle de l'entretien.

Il fait partie du courant de la fabrication, se plaçant dans le même degré d'importance au niveau de l'entreprise pour produire des biens consommables et durables en quantité et en qualité dans la meilleure condition économiques.

Il est destiné à suivre, entre venir et améliorer le matériel et il doit être disposé à la recherche de tous les éléments prévisibles logiques pour effectuer une exécution dans la meilleure condition d'efficacité (mains d'ouvres, cout, sécurité et le temps nécessaire).[20]

V.6.1 paramétré d'usure

Pour aboutir à un entretien d'une façon rentable et dans les conditions meilleurs de fonctionnement possible et pour pouvoir programmer les visites un facteur appelé « paramètre d'usure »

Définition : c'est une variable de fonctionnement du matériel qui pour l'entretien indique au de la de l'Age l'ensemble des usures dans les conditions que ce matériel subit en assurant sa fonction productive dans les conditions réelles de son utilisation.

Cette variable devient un paramètre pour l'entretien qui le sélectionne dans les critères suivants :

- objectivité des mesurés
- caractère significatif à l'égard des dégradations
- facilité permanence de la saisie

V.6.1.A Choix du paramètre d'usure

Le choix du P.U est un moyen qui permet de mieux suivre la dégradation d'un matériel par rapport à une norme en tenant compte des conditions de fonctionnement et d'environnement.

Le P.U, la commandé à suivre est facile à saisir doit être significatif, car il varie suivant l'aspect des unités d'intervention et de leur fonctionnement.

Pour notre U.I comme paramètre d'usure retenu est la pression.

V.7 L'entretien du turbocompresseur k201

En marche normale, le k-201 ne demande aucun entretien, sauf le graissage des articulations visibles et celui du tachymètre.

No pas utiliser , pour ce dernier, l'huile du circuit général mais une huile blanche, super raffinée dans le genre de celle employée pour les organes délicates, tel que minuterie de compteur etc...La plupart des détériorations de tachymètre proviennent, en effet, de l'utilisation d'une huile insuffisamment raffinée et provoque des dépôts et des gommages.

Il est indispensable de vidanger régulièrement l'eau qui peut s'accumuler à la base des réservoirs.

Il est recommandé de ne jamais laisser un presse-étoupe vapeur ou huile, en mauvais état, le refaire dès qu'un arrêt le permet.

Lorsque le k-201 est alimenté par une vapeur exempte d'impuretés et bien entretenue, une révision générale par deux ans est largement suffisante.

Le niveau d'huile sera maintenu dans la cuve par addition d'huile fraîche ou épurée.

Il est recommandé de prélever régulièrement, une fois par mois par exemple un échantillon d'huile en service, en cours de marche et de préférence dans la masse du réservoir. Son examen et son analyse en laboratoire permettent de déterminer si l'huile peut encore assurer le service, ou s'il y a lieu de la changer.

Il y a intérêt à remplacer complètement le stock avant qu'il ne soit trop usagé, si l'on désire le réutiliser après rénovation. Profiter de cette occasion pour effectuer un nettoyage complet de circuit d'huile.

V.7.1 Surveillance

Durant son fonctionnement, le k-201 doit être l'objet d'une surveillance continue

Le mécanicien de service suivra le fonctionnement mécanique et relèvera les points suivants toutes les deux heures :

1/ vitesse du groupe

2/ pression et température de vapeur au robinet d'admission ainsi qu'au premier étage (une forte baisse de pression risque de ne pas pouvoir démarrer la turbo auxiliaire à l'huile. Une baisse de température risque un entrainement d'eau).

3/ vide et température à la culotte d'échappement ainsi que les températures d'entrée et sortie d'eau de circulation et condensée du condenseur.

4/ hauteur de levée des soupapes de réglage et additionnelles

5/ pression d'huile HP (régulation) et BP paliers.

6/ température de tous les coussinets. En cas d'élévation anormale vérifier de suite la circulation d'eau au réfrigérant d'huile. En cas de manque d'eau ne pas hésiter à décharger le groupe et stopper.

7/ température d'entrée et sortie d'eau et d'huile du réfrigérant.

8/ compresseur :

Pression : aspiration et refoulement

Températures : aspiration et refoulement

9/ Huile d'étanchéité :

- Pression : refoulement pompe, sortie filtre, entrée compresseurs
- Température : réfrigérant (entrée, sortie)
- Niveau ballon supérieur
- Nombre litres ajoutés

Si le mécanicien de service constate au cours de ces relevés une anomalie quelconque, il la signalera de suite à son chef de quart et cherchera l'origine de cette anomalie. Si elle revêt un caractère grave susceptible de provoquer une avarie, ou s'il vient à se produire des vibrations importantes ou des bruits anormaux à l'intérieur du turbocompresseur, arrêté immédiatement.

Ne pas remettre en marche sans avoir déterminé la cause des phénomènes précités. Au besoin, ouvrir le groupe.

V.7.2 Révision générale

La révision générale du k-201 s'effectue chaque deux an.

Le groupe peut tenir jusqu'à 3 ans, mais à cause d'autre matériels dans l'unité qui ne peuvent pas tenir au-delà de deux ans, le département maintenance en collaboration avec le département de production ont décidés de faire pour chaque deux ans, une révision générale de l'unité.

V.7.2.A Turbin k-201

Une révision générale implique évidemment un démontage complet, qui en se référant aux plans d'ensemble et de détails des organes correspondants ne présente pas de difficultés particulières.

L'ordre habituel de démontage est le suivant :

- habillage extérieur et calorifique.
- organes de réglage et sécurité.
- chapeaux de palies.
- demis-corps supérieur de la turbine.
- Chapeaux de coussinets et accouplement TV
- Enlèvement rotor, demis coussinets et directrices inférieurs.
- retourner chapeau TV pour sorte demi-directrices supérieurs.

Chapeau organe doit faire l'objet d'un nettoyage et d'un contrôle minutieux en se rapportant aux indications des tracés correspondants.

Nous attirons l'attention sur les points particuliers suivants :

- **Rotor turbin complètement froid** : Vérifier au comparateur s'il tourne bien rond (tolérance 0.03). En cas d'anomalie ce qui est improbable, consulter le constructeur sur les mesures à prendre en leur adressant un croquis indiquant le relevé des faux rond sur toute la longueur du rotor. Le nettoyer y compris les aubages et le vérifier soigneusement.
- **Accouplement TV** : la différence en concentricité ne doit pas être supérieure à 0.05 mm,

Quant au parallélisme maximum 0.03 mm

- **labyrinthes** : vérifier le jeu radial des lamelles (grandes 0.3 mm – petites 0.2 mm). En cas d'usure trop prononcée, procéder au remplacement du fourreau sur l'arbre qui est monté à chaud.
- **Coussinets** : vérifier l'état du régule (accrochage) la portée et le jeu. Jeu à la hauteur du coussinet HP : 0.23 mm –BP : 0.23 mm tolérance +0.05mm.

Le d'épînage est réalisé à partir du coussinet inférieur vers le supérieur pour obtenir à l'axe horizontal de chaque côté la moitié du jeu en hauteur.

Les déflecteurs garde huile de chaque côté du coussinet ont un jeu autour de l'arbre de 0.05 mm

- **Buttée « type Mitchell »** : jeu axiale de 0.3 à 0.4 mm tolérance : +0.025 avant la mise en service, il est indispensable de s'assurer de la circulation d'huile aux coussinets. A cet effet les chapeaux de coussinets étant enlevés on met la pompe à huile on service à vitesse lente on vérifie alors si l'huile parvient normalement à chaque coussinet.
- **Roues directrices** : nettoyage complet. Vérifier les clavetages de centrage ainsi que la libre dilatation des directrices dans leur emboîtement. Chaque directrices doit entrer librement par son propre poids. La directrice n°1 n'est jamais démontée. Vérifier les jeux radicaux des lamelles d'étanchéité au moyen des directrices qui sont de 0.6 mm pour les n°2 à7.
- **Lamellée** : le jeu entre déflecteur bandage des disques est de 1 mm pour n°1 à 4 et 1,5 mm pour le n°5.
- **Pieds d'aubes** : les jeux sont pris entre l'embase de l'aube mobile et de l'aube directrice cotés gauche et droit et sur les deux axes. 3mm pour les n°1 à 6, et 10.5 mm pour le n°7.
- **Roues dentées d'entraînement de la pompe à huile** : vérifier l'état de la denture en plusieurs points. Le jeu moyen normal entre dent doit être de 0.25 à 0.40 mm
- **Régulateur de sureté sur l'arbre** : s'assurer que la masse fonctionne bien en faisant pression pour l'excentrer. Jeu entre levier et masse de 0.5 à 1 mm. Le déclenchement sera réglé à 7705tr/min.
- **Organe d'admission et de réglage** : les remonter et nettoyer soigneusement, éventuellement replacer les pièces présentant une usure anormale.
- **Réglage de base** : jeu entre tige de relais et régulateur 0.2 à 0.3 mm
- **Condition de sécurité** :
 - variateur de statisme du servomoteur pneumatique à droite.
 - régulateur de vitesse à 1 mm de sa position haute.
 - tiroir de réglage en position moyenne.
 - changement de vitesse en position basse.
 - Soupape d'admission sur ses sièges

Compresseur k-201

Principales opérations effectuées	personnel	Durée[h]
Isolation mécanique	1M	1
Isolation électrique	1E	1
Dés accouplage turbine compresseur	1A+1M	4
Démontage tuyauterie	2A+1M	4
Démontage couvercle cote accouplement	1A+1M	1
Démontage couvercle cote opposé	1A+1M	1
Démontage coussinet cote accouplement	1A+1M	2
Démontage butée axiale et coussinet	1A+1M	2
Extraction des boites étanches		
Coté axial	1A+1M	2
Coté radial	1A+1M	1
Démontage flasque coté butée	1A+2M	1
Extraction l'ensemble rotor-stator	1A+2M	10
Transport à l'atelier	1C	2
Démontage du stator et de rotor	1A+2M	10
Nettoyage général des organes	1A+1M	1
Démontage des boites étanches	1A+1M	20
Contrôle coté rotor	1A+1M	4
Déménage des labyrinthes	1A+2M	4
Montage des organes des boites étanches	1A+1M	20
bagues flottante ressort joint torique	1A+2M	4
Remontage du rotor dans le stator		3
Transport retour		5
Remontage de l'ensemble dans le sens contraire du démontage	1C	1
Relevé de tous les jeux	2A+2M	1
Relevé de tous les jeux	1A+1M	1
Réglage alarme déplacement	1A+2M	2
Accouplage et fermeture	1A+1M	1
Vérification des auxiliaires	1A	1
Contrôle jeux pompe huile d'étanchéité	1A	2
Contrôle des soupapes de décharge	1ELN	1
Contrôle des soupapes de décharge	1M	1
Contrôle des purgeurs	1 ^E	1
Contrôle et vérification système de démarrage automatique pompe corpus	1A+1M	2
Remplacement des filtres	1A+1M	2
Remplissage bache huile d'étanchéité	1A+1M	2
Nettoyage du chantier	1A+1M	2
Révision tableau	1A+1M	2
Déconsignation mécanique	1A+1M	2
Déconsignation électrique	1ELN+1M+1E	4
essais	1A+1M	2

Conclusion

Le stage que nous avons effectué au sein de la raffinerie d'Alger pour la réalisation de ce travail, nous a permis de voir le monde professionnel, d'approfondir nos connaissances et de nous rendre compte de ce que nous allons affronter dans la vie active

Les résultats obtenus par calculs sont vérifiés aux résultats de l'entreprise, ils s'avèrent qu'ils sont une bonne concordance.

Cependant, l'étude de pompage n'est pas faite à cause de la taille du phénomène et par manque de temps, il est recommandé de l'étude de ce phénomène de pompage soit faite par les futurs étudiants.

List des figures

Figure 1. Schéma synoptique de la raffinerie d'Alger.	4
Figure 2.service maintenance.	8
Figure 3.Classification des compresseurs. [7].....	18
Figure 4.Compresseurs alternatifs. [8]	19
Figure 5.Les compresseurs rotatifs. [8]	20
Figure 6. Schéma d'un Compresseur centrifuge. [9].....	22
Figure 7.Rotor de compresseur multi étagés.	24
Figure 8.roue bidimensionnel d'un compresseur centrifuge. [8]	25
Figure 9. Coupe d'une machine multicellulaire. [8].....	26
Figure 10. Variation de l'enthalpie H en fonction de l'entropie S. [11].....	29
Figure 11. Schéma de fonctionnement. [11]	32
Figure 12. Variation de température T en fonction de l'entropie S. [12]	34
Figure 13.Accouplement à engrenage à denture bombée.....	37
Figure 14. Variation de l'enthalpie H en fonction de l'entropie S. [11].....	38
Figure 15. Schéma de fonctionnement. [12]	40
Figure 16. Variation de température T en fonction de l'entropie S. [11]	41
Figure 17.point de fonctionnement de compresseur k201.....	47
Figure 18. Ligne de pompage sur la caractéristique d'un type Compresseur. [12].....	48
Figure 19.Caractéristique d'un compresseur avec un pompage profond. [13].....	49
Figure 20. Les parties stable et instable de la caractéristique.....	49
Figure 21.Ligne de pompage et ligne de contrôle. [14].....	50
Figure 22.Commande anti-pompage d'un compresseur. [15]	51
Figure 23.Conséquence de pompage.	53
Figure 24.Régulation Anti Pompage.	54
Figure 25.Système de contrôle anti-pompage utilisée.....	55