



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي



Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة غرداية

N° d'enregistrement
/...../...../.....

Université de Ghardaïa

كلية العلوم والتكنولوجيا

Faculté des Sciences et de la Technologie

قسم : الكهروميكانيك

Département de Maintenance industriel.

Mémoire

Pour l'obtention du diplôme de master

Domaine: science technologie

Filière: électromécanique

Spécialité: Maintenance industriel

Thème :

**Etude et la maintenance de compresseur 40
bar tempo 2350**

Soutenue publiquement le...../...../.....

Par

**BENHAOUAD Mohamed Naoui
BRAHIMI Harkati**

Devant le jury composé de:

ARIF Mohamed
AKERMI Faouzi
ZITANI Brahim

Année universitaire 2020/2021

Remerciements



Je tiens à remercier en premier avant tous « Allah » qui m'ont donné le courage et la volonté pour arriver à ce niveau et réaliser ce travail. Je remercie chaleureusement mon encadreur Professeur « Arif Mohamed » qui m'a guidée et encourager tout le long de mon chemin, pour sa compréhension, sa patience, sa compétence, et ces précieuses remarques.

Pour ces précieuses informations. Ainsi que mes professeurs qui m'ont soutenu pendant tout mon parcours universitaire.

Je tiens à remercier également, le président de Jury et les Membres du jury pour l'honneur qu'ils m'ont fait acceptant de juger et d'évaluer mon travail.

Dédicace

Merci mon Dieu de m'avoir donné la possibilité d'écrire et

Penser, le pouvoir de la foi, la patience jusqu'au bout

de succès.

Cet humble travail est dédié à ceux qui m'ont donné vie et

La tendresse qui s'est sacrifiée pour mon bonheur et mon bonheur

Bonne chance à ma mère "Sahar" à Abu Hamza

Un m

Pour mon frère "Yassin" qui était mon ombre

Toutes mes années d'école,

Mes grands-parents, mes oncles

A mon ami abd essamed bouregba

à tous ceux qui m'aiment,

Je leur dédie ce travail.

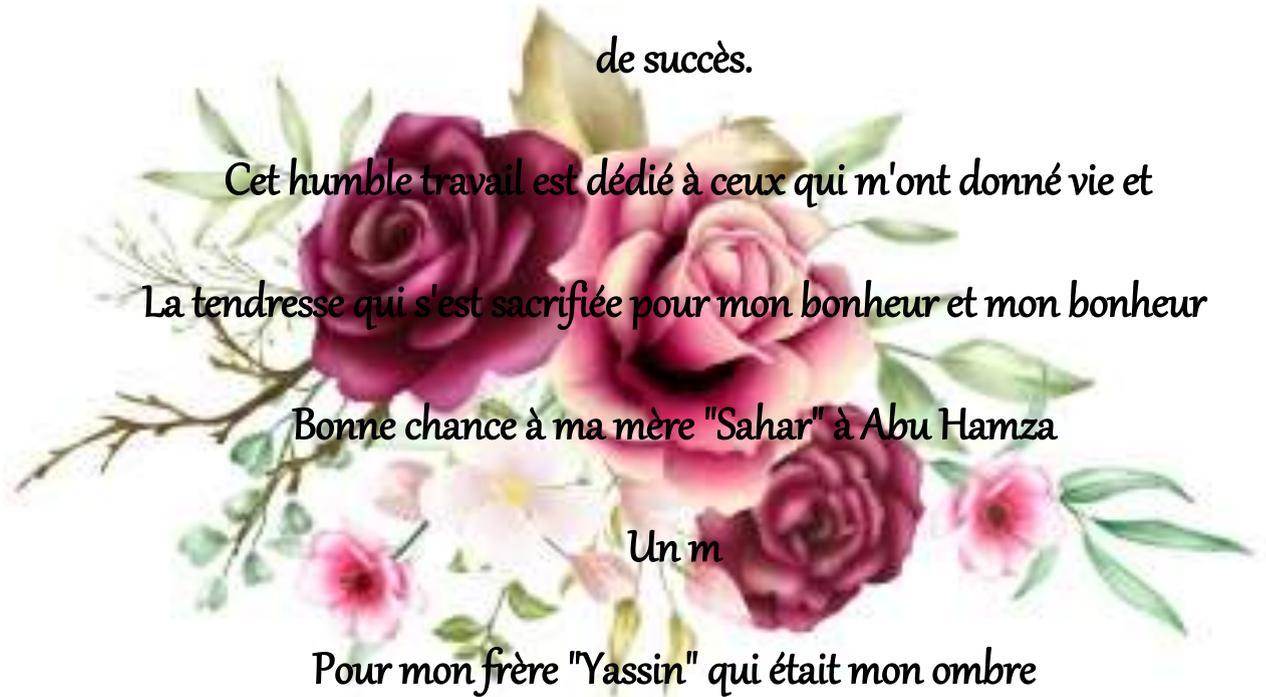


Table des matières

LISTES DES FIGURE :

LISTES DES TABLES :

INTRODUCTION	8
CHAPITER I	
PRESENTATION DU PROJET	10
I. L'APPORT ECONOMIQUE DU PROJET	10
I. POSTE DE TRAVAIL A CREES	13
CHAPITRE II	
LA MAINTENANCE	15
II. 1. LA MAINTENANCE	16
II. 1.1 Définition	16
II. 1.2 Types de maintenance	16
II. 1.4. On peut:	18
II. 1.5 Les niveaux de la maintenance	21
II. 2. FIABILITE	22
II. 2.2 Fiabilité et qualité	24
II. 2.3 1. Indicateurs de fiabilité (λ) et(MTBF)	24
II. 2.4 Temps moyen de bon fonctionnement	25
II. 2.5 Allures typiques des taux de défaillance (λ)	25
II. 2.6 Taux de défaillance pour des composants mécaniques	27
II. 2.7 Evolution des coûts en fonction de la fiabilité	28
II. 3. OPTIMISATION DE LA MAINTENANCE PAR LA FIABILITE(OMF)	29
II. 3.1 Présentation de la méthode	29
II. 3.2 Différentes situations d'application de la méthode	30
II. 3.3 Les grands principes de la méthode :	31
II. CONCLUSION :	35
CHAPITRE : III DESCRIPTION DU COMPRESSEUR SERIE TEMPO 2350	
III. 1 INTRODUCTION	38
III. 2 DESCRIPTION DE LA MACHINE	38
III. 3 COMPRESSEURS	39
III. 3.1 Définition	39
III. 4 COMPRESSEUR ALTERNATIF	39
III. 4.1 À pistons	39
III. 4.2 Classification et types de compresseurs	40
III. 4.3. Classification des compresseurs par d'autres paramètres	41
III. COMPRESSEUR A PISTON	43
III. 1. Compresseur Rotatif	44
III. 2. Compresseur à Vis	44
III. 3. Compresseur à Engrenages :	45
III. 4. Compresseur à Plaque rotative :	46
III. 5 Les types de compresseurs dynamiques :	48
III. 6. Classification des compresseurs par d'autres paramètres	49
III. 7 Les différentes applications des compresseurs	50

III. 8 Travail du compresseur	52
III. 9. Compression isotherme	52
III. 10. Compression isentropique	53
III. 11. Compression poly tropique	53
III. 12. Comparaison du travail consommé au cours des différentes évolutions	54
III. 13. Caractéristiques géométrique du compresseur	55
III. 14 Cycle théorique d'un compresseur à pistons	59
III. 15. Cycle réel d'un compresseur à pistons	60
III. 16. Compresseur tri étagé [15]	61
III. 17 Travail théorique du compresseur	61
III. 18 Puissance du compresseur	62
III. 19 Quantité de chaleur cédée dans chaque étage	62
III. 20 Quantité de chaleur cédée dans chaque réfrigérateur par le	62
III. 21 Surface d'échange du réfrigérateur (échangeur)	63
III. 22 Compression poly tropique dans un compresseur à trois étages.	63
III. 23 Répartition de chute de pression entre les étages du compresseur	64
III. 24 Détermination des volumes d'un compresseur à plusieurs étages	64
III. 25 Paramètres de fonctionnement	67
III. 26 Interprétation des résultats	69
III. 27 Données techniques du compresseur	70
III. 28 Application :	74
III. 29 Validation des résultats	78
III. 30 Choix de la pompe de refroidissement	79
III. 31 Débit d'eau nécessaire pour le refroidissement du compresseur	79
CHAPITRE : IV LA MAINTENANCE PERIODIQUE DE COMPRESSEURS	
IV. 1. DEPOSE ET VERIFICATION DES COMPOSANTS :	86
IV. 2. VERIFICATION DES INSTRUMENTS INSTALLENT SUR LES TUYAUX	86
IV. 3. CONTROLES ET MAINTENANCE FACILE A LA CHARGE DU CLIENT :	87
IV. 3.1 CONTROLES JOURNALIERS :	87
IV. 3.2 CONTROLES HEBDOMADAIRES :	87
IV. 3.3 CONTROLES MENSUELS :	87
IV. 3.4 OPERATIONS ANNUELLES :	88
IV. 4 MALNTENANCE A LA CHARGE SERVICES APRES-VENTE AGREES :	88
IV. 4.1 TOUTS LES 4000 HEURES :	89
IV. 4.2 TOUTES LES 8000 HEURES :	89
IV. 4.3 TOUS LES 2 ANS :	89
IV. 4.4 TOUS LES 3 ANS :	89
IV. 4.5 TOUTES LES 40000 HEURES :	90
IV. 4.6 IMMOBILISATION PROLONGEE DU COMPRESSUR :	90
IV. 4.7 DETARTRAGE DU CIRCUIT DE L'EAU DE REFROIDISSEMENT :	90
IV. 5. MANUEL D'USAGE ET DE MAINTENANCE POUR LE SYSTEME DE CONTROLE DES TABLEAUX PET TOUCHSCREEN :	91
IV. 5.1 COMMANDE – REGLAGE :	91
IV. 5.2 NOTE IMPORTANTE AVEC LE BRANCHMENTE :	91
IV. 5.3 AVANT LA MISE EN ROUTE :	91
IV. 6.1 Maintenance électrique	94
IV. 6.2 Maintenance régulière :	95
IV. 6.3 ARBRE A MANIÈRE :	95
IV. 6.4 ROULEMENT TÊTE DE BIÈLE :	95
IV. 6.5 AXE POUR BIÈLE :	96

<i>IV. 6.6 CROSSE :</i>	96
<i>IV. 6.7 CHEMISE CROSSE :</i>	96
<i>IV. 6.8 TIGE PISTON :</i>	97
CONCLUSION GENERALE	

Listes des Figure :

Figure 1 : Les différents types de maintenance	17
Figure 2 : Courbe en baignoire du taux de défaillance	25
Figure 3 : Courbe du taux de défaillance en mécanique [3]	27
Figure 4 : Courbes d'évolution des coûts en fonction de la fiabilité [3]	28
Figure 5 : Définition de l'OMF [1]	31
Figure 6 : Les grandes phases de l'OMF [1]	33
Figure 7 : Les opérations de maintenance	36
Figure 8 Compresseur série Tempo 2350.	38
Figure9 : Compresseur à piston	43
Figure 10 : Compresseur à Engrenages	43
Figure 11 : Comparaison du travail massique	44
Figure 12.....	44
Figure13 : Compresseur à vis.....	44
Figure 14 : Compresseur à Engrenages.....	45
Figure 15 : Compresseur à Spirale.....	46
Figure 16 : Compresseur à Plaque rotative.....	47
Figure 17 : Compresseur dynamiques à Véhicules axiaux.....	48
Figure 18: Compresseur centrifuges.....	48
Figure 19 : Plages d'application des différents types de compresseurs.....	50
Figure 20 : Évolutions thermodynamiques.....	54
Figure 21 : Comparaison du travail massique.....	55
Figure 22 : Piston à simple effet.....	57
Figure 23: Piston à double effet.....	57
Figure 24 : Cycle théorique d'un compresseur à pistons.....	60
Figure 25 : Cycle réel d'un compresseur à pistons.....	61
Figure 26 : Diagramme dynamique d'une compression poly tropique dans un compresseur à 3 étages.....	63
Figure 27 ; Variation de la pression en fonction de la température du 1er étage.....	67
Figure 28 Variation de la pression en fonction de la température du 2eme étage.....	68
Figure 29 : Variation de la pression en fonction de la température.....	68
Figure 30 : Variation de la pression en fonction de la température du compresseur.....	69

Listes des tables :

Table 1 les étapes de la méthode OMF	34
Table 2 Données techniques du compresseur	70
Table 3 Résultats des calculs	73
Table4 Résultats de calcul	78
Table5 Comparaison des résultats thermodynamiques avec ceux du constructeur.	78
Table6 Données technique de la pompe.	79
Table7 Tableau récapitulatif de l'ensemble du compresseur.....	83
Table 8 la quantité de graisse et les intervalles de remplissage.....	93
Table 9 tableau couples de serrage	97
Table 10 USURE ET CONTROLES DIMENSIONNELS	98

Résumé

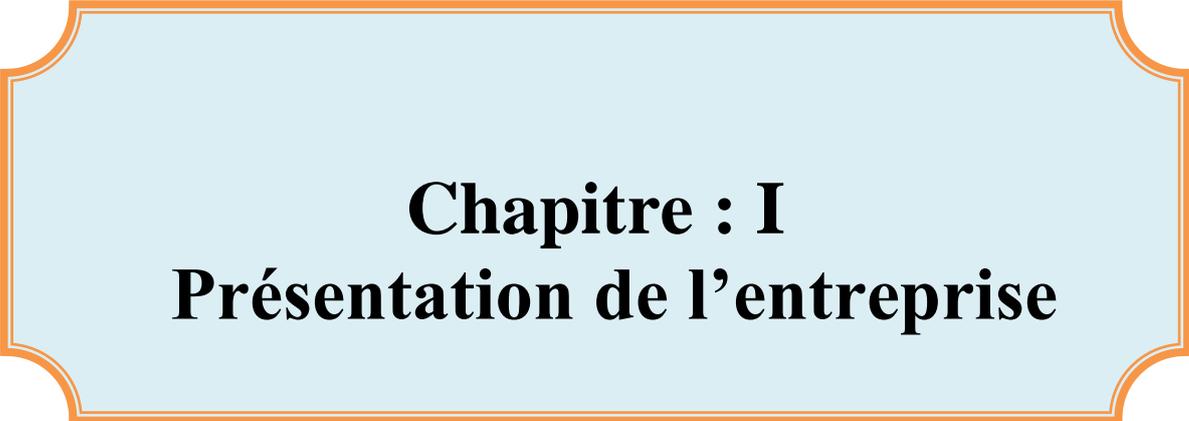
Nous avons à commander un système de trois compresseurs identiques, qui sont des compresseurs alternatifs à piston de classe volumétrique, qui peuvent fournir une pression nominale de 40 bar, et leurs sorties sont reliées à une seule conduite.

Pour la régulation de la pression on va utiliser la méthode des circuits de décharge d'un compresseur pour diminuer la puissance en réduisant la capacité volumétrique interne du compresseur.

Introduction

Actuellement l'Algérie se trouve en face de grands changements dans l'économie nationale. Le développement de différentes industries (lourde, légère, de l'énergie, de la Chimie et de la pétrochimie,...etc.) Exigent un système d'appareillage qui permet d'améliorer le travail, accélérer les rythmes de productivité et augmenter le volume des produits finis.

Parmi les machines ayant un rôle primordial dans les domaines d'activité industrielle, on peut citer les compresseurs. Pour être en mesure de choisir des compresseurs selon les exigences technologiques et de les exploiter d'une façon compétente, un spécialiste doit parfaitement connaître les constructions de ces machines, leurs principes de fonctionnement et la base théorique qui sert à expliquer leurs caractéristiques.



Chapitre : I
Présentation de l'entreprise

Présentation Du projet

La société SBGEM sera une entreprise industrielle est située dans la wilaya de GHARDAIA .Daïra d'EL MENIAA.

Pour se rapprocher de la population du nord de pays, la Société des Eaux Minérales qui exploite actuellement les sources des eaux minérales d'EL GOLEA WILAYA de MENIAA, commercialisée sous le label « Eau Minérale EL GOLEA ».

Cette nouvelle unité industrielle produira des boissons de nectars de fruits et sodas et commercialisera les eaux minérales «Eau minérales EL GOLEA » produits par la société mère d'EL GOLEA wilaya de GHARDAIA.

Pour satisfaire la demande des wilayas du nord du pays, une chaine de transport de grande envergure composée de fourgons et camions gros porteurs sera mise en place pour l'acheminement et la distribution des produits fabriqués par la nouvelle Société S.B.G.E.M et la société mère d'EL GOLEA.

L'activité projetée sera à caractère industriel, plus précisément une entreprise qui produira des boissons de nectars de fruits et sodas qu'elle mettra à la disposition de la population du nord du pays ainsi que l'eau minérale « Eau minérale EL GOLEA ». Très appréciée par les habitants de la région.

L'objectif principal de la société S.B.G.E.M sera de mettre sur le marché des boissons fruitées et eaux minérales en quantité suffisante et de manière constante au bénéfice de consommateurs, du nord du pays , grâce à un personnel composé de cadres , de techniciens et d'employés issus de la région et formé sur les équipements

Le choix des équipements et du procès sera des plus performants et des plus avancés en Europe et dans le monde en matière de technologie de conditionnement du soda et nectar de fruits.

En fin et d'un point de vue économique, la disponibilité et la proximité des produits vont permettre une meilleure stabilité des prix.

I. L'Apport Economique Du Projet

Les retombées économique du projet seront bénéfiques sur plusieurs plans :

- 1- La stimulation dans la relance par l'apport d'un équipement des plus avancés du point de vue de la technologie.
- 2- La création de nombreux postes de travail et travail et d'emploi et de nouvelles activités environnantes travaillant pour le compte du complexe industriel.
- 3- Baisser la tension à la consommation par la disponibilité.
- 4- Contribution au trésir public par le prélèvement des impôts et taxes.

5- Enrichissement du parc industriel local, régional et National.

Implantation du site

S'agissant d'un domaine public, l'implantation du complexe industriel S.B.G.E.M. reste à la discrétion des pouvoirs publics.

L'investisseur s'engage à exécuter toutes les procédures en vigueur pour la demande du train d'implantation de ce complexe et se conformera à toutes les conditions administratives et légales de son acquisition ou de sa concession.

Bien entendu l'implantation souhaitée reste celle le plus prêt possible de la wilaya de GHARDAIA daïra EL MENIAA permettant ainsi une meilleure exploitation et surtout une diminution plus que sensible des coûts.

Coûts Préliminaires Des Inversement Et Des Capacité De production

1- **Assiette de terrain** : 10.000m² (Evaluation définitive ultérieure)

2- **STRUCTURES Bâties** : *production = 5000 m² y compris stocks produits fini
Administration= 1000 m² (Evaluation définitive ultérieure)

3- **Equipement de production** : voir plant fournisseur ci-joint

4- **Utilités** :

*Groupe électrogène : à déterminer

*poste de transformation électrique : à déterminer

Compresseur à air : à déterminer

*Bâche à eau : à déterminer

*Poste incendie : à déterminer

*Climatisation et traitement d'air : à déterminer

5- **Capacité de production** : voir offre fournisseur

6- **Parc roulant** : à déterminer

7- **Mobilier** : à déterminer

Marchés Visés

Les capacités de production envisagées permettront en premier lieu de satisfaire en partie Le marché du nord du pays, en proportion le marché national et en second lieu de proposer des Produits au pays limitrophes grâce à une étude minutieuse des rapports qualité-prix.

Echéances de Réalisation

Le complexe industriel S.B.G.E.M entrera dans sa phase de réalisation des décisions favorables des autorités locales. Il sera alors sollicité un agrément ANDI qui accordera une exonération de TVA au moment de l'équipement de production et des utilités l'accompagnant, du mobilier et des structures bâties.

Consultation des Fournisseurs

Le promoteur a procédé à la consultation préalable de plusieurs fournisseurs de par le monde. Son choix s'est fixé sur le constructeur AVE Industries de nationalité et de siège Italiens. La qualité des lignes de production, leurs dernières technologies, leur prix et leurs performances en rapport avec ce que souhaite le complexe S.B.G.E.M font que ce choix présente les meilleurs critères. Ce choix ne sera définitif qu'après accomplissement des diverses procédures et formalités Nationales et Internationales.

Environnement

Dans un souci de respect et de préservation des normes internationales en la matière, la société S.B.G.E.M ne présente de ses activités de production industrielle, aucun Danger au point de vue environnemental du fait du caractère naturel de ses produits et de son aspect biodégradable de leur conditionnement.

Formation

Le complexe industriel sera équipé selon les normes internationales actuelles et reconnues. Il sera livré prêt à l'emploi et prêt à employer.

Une formation sur site et sur machine sera proférée par le fournisseur principal du processus et des équipements. Cette formation ou stage pratique s'adressera aux éléments principaux du complexe qui seront :

- **Le Directeur d'usine**
- **Le Directeur de la production**
- **Le Directeur de la maintenance**
- **Le Responsable qualité**

Ainsi chacun d'entre eux communiquera à ses subalternes les résultats du stage subi.

I. Poste De Travail A Créés

N°	Désignation Des Postes	Nombres
01	Directeur d'usine	01
02	Directeur de production	01
03	Directeur de maintenance	01
04	Directeur qualité produits	01
05	Directeur administration général	01
06	Directeur commercial	01
07	Directeur financier et comptable	01
08	Chef de service approvisionnement	01
09	Chef de service sécurité	01
10	Chef de service marketing	01
11	Chef de service vente directe	01
12	Chef de service vente indirecte	01
13	Chef de service prestige	01
14	Chef de parc automobile	01
15	Techniciens maintenance	06
16	Techniciens production	12
17	Microbiologistes laboratoires	02
18	Commerciaux directs	40
19	Commerciaux indirects	15
20	Agents comptables	09
21	Régisseur	06
22	Secrétaires informatiques et standardiste	16
23	Chauffeurs véhicules légers et lourds	100
24	Agents de manutention, gardiens et sécurité	30
	Total	250

Projet

Intitulé : Complexe industriel agro-alimentaire de conditionnement et de
Fabrication des boissons de nectars de fruits et de sodas

Wilaya : El Meniaa

Raison Sociale Projetée : Société Algérienne de la boisson de nectars de fruits et sodas
S.B.G.E.M

Investisseur : Mme ZERGAT HADD



CHAPITRE II

La MAINTENANCE

II. 1. La Maintenance

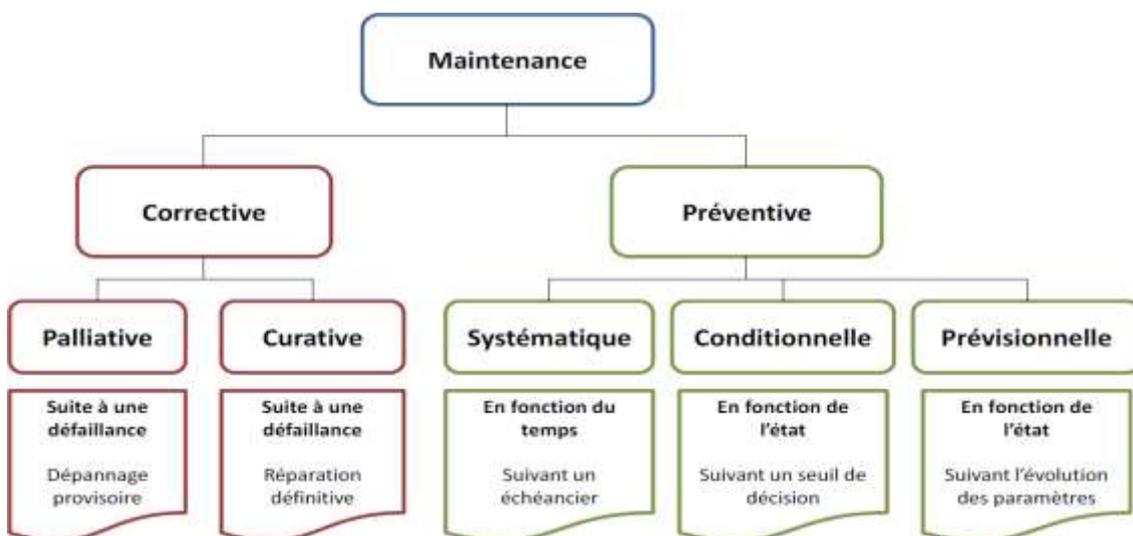
II. 1.1 Définition

La maintenance est l'ensemble de toutes les actions techniques, administratives et de management durant le cycle de vie d'un bien, destinées à le maintenir ou à le rétablir dans un état dans lequel il peut accomplir la fonction requise[2].

Dans cette définition, les termes « maintenir » et « rétablir » introduisent les deux grands aspects de la maintenance. Pour le premier, la notion de prévention est sous-entendue sur une entité supposée encore en fonctionnement. Pour le second, nous assimilons le verbe « rétablir » à une notion de correction sur une entité qui n'est plus en mesure d'accomplir convenablement sa fonction. En s'appuyant sur cette définition, cette partie a pour objectif de présenter les notions générales liées à la maintenance. Nous nous focalisons en premier lieu sur les différents types de maintenance et les moyens d'actions associés avant de se concentrer sur l'évaluation des performances.

II. 1.2 Types de maintenance

Pour classifier les différents types de maintenance, deux grandes catégories composées elles- mêmes de sous-catégories se distinguent (figure1.1)



II.1.3.1 La maintenance corrective

Définition AFNOR (norme X 60-010) : « Opération de maintenance effectuée après défaillance ». La maintenance corrective correspond à une attitude de défense (subir) dans l'attente d'une défaillance fortuite, attitude caractéristique de l'entretien traditionnel. [5]

II.1.3.2 Opérations de la maintenance corrective

Après apparition d'une défaillance, la maintenance doit mettre en œuvre un certain nombre d'opérations dont les définitions sont données ci-dessous. Ces opérations s'effectuent par étapes (dans l'ordre):

- **Test** : c'est à dire la comparaison des mesures avec une référence.
- **Détection** : ou action de déceler l'apparition d'une défaillance.
- **Localisation** : ou action conduisant à rechercher précisément les éléments par lesquels la défaillance se manifeste.
- **Diagnostic** : ou identification et analyse des causes de la défaillance.
- **Dépannage** : réparation ou remise en état (avec ou sans modification).
- **Contrôle** : du bon fonctionnement après intervention.
- **Amélioration éventuelle**: c'est-à-dire éviter la réapparition de la panne.
- **Historique** : ou mise en mémoire de l'intervention pour une exploitation ultérieure.[6]

II.1.3.3 Le temps en maintenance corrective

Les actions de maintenance corrective étant très diverses, il est toujours difficile de prévoir la durée d'intervention:

- Elle peut être faible (de quelques secondes pour réarmer un disjoncteur ou changer un fusible à quelques minutes pour changer un joint qui fuit).
- Elle peut être très importante (de 0,5 à plusieurs heures) dans le cas du changement de plusieurs organes simultanément (moteur noyé par une inondation).

- Elle peut être majeure en cas de mort d'homme (plusieurs jours si enquête de police).

Le responsable maintenance doit donc tenir compte de ces distorsions et avoir à sa disposition une équipe « réactive » aux événements aléatoires. Pour réduire la durée des interventions, donc les coûts directs et indirects (coûts d'indisponibilité de l'équipement),

II. 1.4. On peut:

- Mettre en place des méthodes d'interventions rationnelles et standardisées (outillages spécifiques, échanges standards, logistique adaptée, etc...).
- Prendre en compte la maintenabilité des équipements dès la conception (trappe de visites accessibles, témoins d'usure visible, etc...).

II.1.4.1 La maintenance préventive

Maintenance effectuée selon des critères prédéterminés, dans l'intention de réduire la probabilité de défaillance d'un bien ou la dégradation d'un service rendu. Elle doit permettre d'éviter les défaillances du matériel en cours d'utilisation. L'analyse des coûts doit mettre en évidence un gain par rapport aux défaillances qu'elle permet d'éviter.[5]

II.1.4.2 Opérations de la maintenance préventive:

Ces opérations trouvent leurs définitions dans la norme NF X 60-010 et NF EN 13306.

- **Inspection** : contrôle de conformité réalisé en mesurant, observant, testant ou calibrant les caractéristiques significatives d'un bien ; elle permet de relever des anomalies et d'exécuter des réglages simples ne nécessitant pas d'outillage spécifique, ni d'arrêt de la production ou des équipements (pas de démontage).
- **Contrôle**: vérification de la conformité à des données préétablies, suivie d'un jugement. Ce contrôle peut déboucher sur une action de maintenance corrective ou alors inclure une décision de refus, d'acceptation ou d'ajournement.
- **Visite** : examen détaillé et prédéterminé de tout (visite générale) ou partie (visite limitée) des différents éléments du bien et pouvant impliquer des opérations de maintenance du premier et du deuxième niveau ; il peut également déboucher sur la maintenance corrective.
- **Test**: comparaison des réponses d'un système par rapport à un système de référence

ou à un phénomène physique significatif d'une marche correcte.

- **Echange standard:** remplacement d'une pièce ou d'un sous-ensemble défectueux par une pièce identique, neuve ou remise en état préalablement, conformément aux prescriptions du constructeur.

- **Révision :** ensemble complet d'examen et d'actions réalisées afin de maintenir le niveau de disponibilité et de sécurité d'un bien. Une révision est souvent conduite à des intervalles prescrits du temps ou après un nombre déterminé d'opérations. Une révision demande un démontage total ou partiel du bien. Le terme révision ne doit donc pas être confondu avec surveillance. Une révision est une action de maintenance de niveau 4.

Les trois premières opérations sont encore appelées « opérations de surveillance ». Elles caractérisent parfaitement la phase d'apprentissage et sont absolument nécessaires si on veut maîtriser l'évolution de l'état réel d'un bien. On accepte donc de payer pour sa voir puis pour prévenir. Elles sont effectuées de manière continue ou à intervalles prédéterminés ou non, calculés sur le temps ou sur le nombre d'unités d'usage. [6]

II.1.4.3 Objectifs de la maintenance PREVENTIVE :

- La durée de vie du matériel.
- 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 coûteuses de maintenance corrective.
- Permettre de décider la maintenance corrective dans de bonnes conditions.
- Eviter les consommations anormales d'énergie, de lubrifiant, etc....
- Améliorer les conditions du travail du personnel de production.
- Diminuer le budget de maintenance.
- Supprimer les causes d'accidents graves.

II.1.4.4 La maintenance préventive SYSTEMATIQUE :

C'est la Maintenance préventive effectuée selon un échéancier établi selon le temps ou le nombre d'unités d'usage. Même si le temps est l'unité la plus répandue, d'autres unités peuvent être retenues telles que : la quantité, la longueur et la masse des produits fabriqués,

la distance parcourue, le nombre de cycles effectués, etc. Cette périodicité d'intervention est déterminée à partir de la mise en service ou après une révision complète ou partielle. Cette méthode nécessite de connaître:

- Le comportement du matériel.
- Les modes de dégradation.
- Le temps moyen de bon fonctionnement entre deux avaries.

Cas d'application :

- Equipements soumis à une législation en vigueur (sécurité réglementée) : appareils de levage, extincteurs, réservoirs sous pression, convoyeurs, ascenseurs, monte-charge, etc....
- Equipements dont la panne risque de provoquer des accidents graves : tout matériel assurant le transport en commun des personnes, avions, trains, etc....
- Equipement ayant un coût de défaillance élevé: éléments d'une chaîne de production automatisée, processus fonctionnant en continu (industries chimiques ou métallurgiques).
- Equipements dont les dépenses de fonctionnement deviennent anormalement élevés au cours de leur temps de service: consommation excessive d'énergie, éclairage par lampes usagées, allumage et carburation déréglés (moteurs thermiques), etc....

II.1.4.5 La maintenance préventive CONDITIONNELLE :

On l'appelle aussi maintenance prédictive (terme non normalisé). C'est la maintenance préventive subordonnée à un type d'événement prédéterminé (autodiagnostic, information d'un capteur, mesure d'une usure, etc....). La maintenance conditionnelle est donc une maintenance dépendante de l'expérience et faisant intervenir des informations recueillies en temps réel. Elle se caractérise par la mise en évidence des points faibles. Suivant le cas, il est souhaitable de les mettre sous surveillance et, à partir de là, de décider d'une intervention lorsqu'un certain seuil est atteint. Mais les contrôles de meurent systématiques et font partie des moyens de contrôle non destructifs. Tout le matériel est concerné ; cette maintenance préventive conditionnelle se fait par des mesures pertinentes sur le matériel en fonctionnement.

Les paramètres mesurés peuvent porter sur :

- Le niveau et la qualité de l'huile.

- Les températures et les pressions.
- La tension et l'intensité du matériel électrique.
- Les vibrations et les jeux mécaniques.
- Le matériel nécessaire pour assurer la maintenance préventive conditionnelle devra être fiable pour ne pas perdre sa raison d'être. Il est souvent onéreux, mais pour des cas bien choisis, il est rentabilisé rapidement.

II.1.4.5 La maintenance PREVISIONNELLE :

Est une maintenance conditionnelle exécutée en suivant les prévisions extrapolées de l'analyse et de l'évaluation de paramètres significatifs de la dégradation du bien (AFNOR, 2001). Précisons que cette maintenance prévisionnelle intègre également les conditions d'utilisations et l'environnement futurs du système. Contrairement à la maintenance conditionnelle, elle associe une prévision sur les indicateurs de santé pour la prise de décision de maintenance. Pour envisager la mise en place de cette maintenance prévisionnelle, il est nécessaire de maîtriser en détails le comportement de l'entité concernée. L'utilisation de cette connaissance permet d'anticiper et de prévoir au mieux le moment où l'intervention doit être exécutée.

Notons que la maintenance conditionnelle (ou prévisionnelle) nécessite souvent plus d'investissements que les autres formes de maintenance. Cette augmentation du coût s'explique principalement par les technologies de surveillance utilisées (capteurs, instrumentation, logiciels...). Dans ce cadre, l'enjeu de la modélisation est de réaliser une analyse coût/bénéfice pour évaluer si la mise en place de ce type de maintenance est pertinente pour une entité donnée.

Ces définitions nous donnent une vision globale des différents types de maintenance qui peuvent s'appliquer à une entité. Cependant, dans la réalité, on emploie généralement une maintenance mixte qui va combiner maintenance préventive et corrective. L'équilibre optimal entre préventif et correctif est déterminé grâce à la modélisation de maintenance.

II. 1.5 Les niveaux de la maintenance

1^{er}Niveau : Réglages simples prévus par le constructeur au moyen d'éléments accessibles sans aucun démontage ou ouverture de l'équipement, ou échanges d'éléments consommables accessibles en toute sécurité, tels que voyants ou certains fusibles, etc....

Ce type d'intervention peut être effectué par l'exploitant du bien, sur place, sans outillage et à l'aide des instructions d'utilisation. Le stock des pièces consommables nécessaires est très faible.

2^{ième}Niveau: Dépannage par échange standard des éléments prévus à cet effet et opérations mineures de maintenance préventive, telles que graissage ou contrôle de bon fonctionnement. Ce type d'intervention peut être effectué par un technicien habilité de qualification moyenne, sur place, avec l'outillage portable défini par les instructions de maintenance, et à l'aide de ces mêmes instructions. On peut se procurer les pièces de rechange transportables nécessaires sans délai et à proximité immédiate du lieu d'exploitation.

3^{ième}Niveau: Identification et diagnostic des pannes, réparations par échange de composants ou d'éléments fonctionnels, réparations mécaniques mineures et toutes opérations courantes de maintenance préventive telles que réglage général ou réalignement des appareils de mesure. Ce type d'intervention peut être effectué par un technicien spécialisé, sur place ou dans le local de maintenance, à l'aide de l'outillage prévu dans les instructions de maintenance ainsi que des appareils de mesure et de réglage, et éventuellement des bancs d'essais et de contrôle des équipements et en utilisant l'ensemble de la documentation nécessaire à la maintenance du bien ainsi que les pièces approvisionnées par le magasin.

4^{ième}Niveau: Tous les travaux importants de maintenance corrective ou préventive à l'exception de la rénovation et de la reconstruction. Ce niveau comprend aussi le réglage des appareils de mesure utilisés pour la maintenance, et éventuellement la vérification des étalons du travail par les organismes spécialisés. Ce type d'intervention peut être effectué par une équipe comprenant un encadrement technique très spécialisé, dans un atelier spécialisé.

5^{ième}Niveau : Rénovation, reconstruction ou exécution des réparations importantes confiées à un atelier central ou à une unité extérieure. [4] Par définition, ce type de travaux est donc effectué par le constructeur, ou par le reconstruteur, avec des moyens définis par le constructeur et donc proches de la fabrication.

II. 2. Fiabilité

La fiabilité d'un composant exprime la probabilité qu'il fonctionne correctement sans

défaillance pendant un temps déterminé dans des conditions fixées de manière précise [3].

La définition de la fiabilité montre bien que son domaine englobe les probabilités, donc les statistiques et les mathématiques. Il faut avoir aussi conscience qu'un phénomène de fiabilité ne peut se réduire à l'application de lois statistiques. Une étude de fiabilité nécessite obligatoirement une expertise physique des organes ou des composants étudiés et elle peut être élargie à tous ceux qui leur sont liés.

Apprendre la fiabilité, c'est déjà comprendre le besoin de qualité de retour d'expérience et savoir organiser la collecte des informations.

On doit aussi garder à l'esprit que les statistiques ne s'appliquent qu'à des phénomènes aléatoires donc au hasard. Or un composant ou un équipement font partie d'un système qui est soumis à un grand nombre de contraintes dont les causes appartiennent à deux familles différentes:

- Causes communes ou aléatoires: dues au hasard, fréquentes et à effet individuel faible, elles sont d'origines nombreuses et variées, indépendantes les unes des autres et aucune d'entre elles n'étant prépondérante est que le spectre des contraintes subies par un composant.
- Causes spéciales: elles sont soudaines, peu fréquentes, issues d'événements passagers peu nombreux et difficilement identifiables telles que : erreurs de manipulation, mauvais montages ou réglages et pièces de mauvaise qualité.

On ne peut faire des prévisions rationnelles relatives à la fiabilité d'un équipement que s'il est dans un état stable ou sous contrôle statistique lorsqu'on a supprimé dans celui-ci toutes les causes spéciales.

II.2.1 Définition selon la norme AFNOR X06-501

La fiabilité caractérise l'aptitude d'un dispositif à accomplir une fonction requise, dans des conditions d'utilisation donnée et pendant une période de temps déterminés. Le terme « Fiabilité » est utilisé comme une caractéristique indiquant une probabilité de succès.

- Probabilité : c'est le rapport : $\frac{\text{nombre de cas favorables}}{\text{nombre de cas possible}} < 1$ dans l'hypothèse d'équiprobabilité

On notera $R(t)$ la probabilité de bon fonctionnement à l'instant (t) , le symbole "R" a pour origine le mot anglais (*reliability*).

On notera $F(t)$ la fonction définie par $F(t)=1-R(t)$ probabilité complémentaire (ou événement contraire). $F(t)$ est la probabilité de défaillance à l'instant (t) .

- Fonction requise : fonction requise pour un composant de « mission » ou « service attendu » Pour un système.

La définition de la fonction requise implique la définition d'un seuil d'admissibilité au-delà duquel la fonction n'est plus remplie.

- Conditions d'utilisation: définir les conditions d'usage revient à définir l'environnement du système et ses variations, ainsi que les contraintes mécaniques, chimiques vibratoires, thermiques etc.... auxquelles si les soumis. Il est évident que le même matériel soumis à deux environnements différents n'aura pas la même fiabilité.

- Période temps: c'est la définition de la durée de mission "T", mais à chaque instant (t_i) est associée une valeur de fiabilité $R(t_i)$ décroissante.[3]

II. 2.2 Fiabilité et qualité

Ces notions sont indissociables. Si la qualité est prise dans son sens général de «satisfaction» du besoin des utilisateurs, il est évident que la fiabilité est un élément de la satisfaction de l'utilisateur. La fiabilité c'est la probabilité de bon fonctionnement.

Si la qualité est prise dans le sens «qualité initiale», nous pourrions dire que la qualité initiale garantit la conformité d'un produit à ses spécifications, alors que la fiabilité mesure son aptitude à y demeurer conforme le long de sa vie utile.

La fiabilité est l'extension de la qualité initiale dans le temps. Il n'y a pas de bonne fiabilité sans bonne qualité.

II. 2.3 1. Indicateurs de fiabilité (λ) et(MTBF)

Précédemment le taux de défaillance λ a été défini par des expressions mathématiques à travers un calcul de probabilité. On peut également l'exprimer par une expression physique. Il caractérise la vitesse de variation de la fiabilité au cours du temps. La durée de bon fonctionnement est égale à la durée totale en service moins la durée des défaillances.

$$\lambda = \frac{\text{Nombre total de deffailances pendant le service}}{\text{duree total de bon fonctionnement}}$$

II. 2.4 Temps moyen de bon fonctionnement

Le MTBF (Mean Time Between Failure) est souvent traduit comme étant la moyenne des temps de bon fonctionnement mais représente la moyenne des temps entre deux défaillances. En d'autres termes, Il correspond à l'espérance de la durée de vie t.

$$MTBF = \int_0^{\infty} R(t)$$

Physiquement le MTBF peut être exprimé par le rapport des temps.

$$MTBF = \frac{\text{La somme de temps de bon fonctionnement}}{\text{nombre de deffaillances}}$$

Si λ est constant: $MTBF = \frac{1}{\lambda}$

Par définition le MTBF est la durée de vie moyenne du système.

II. 2.5 Allures typiques des taux de défaillance (λ)

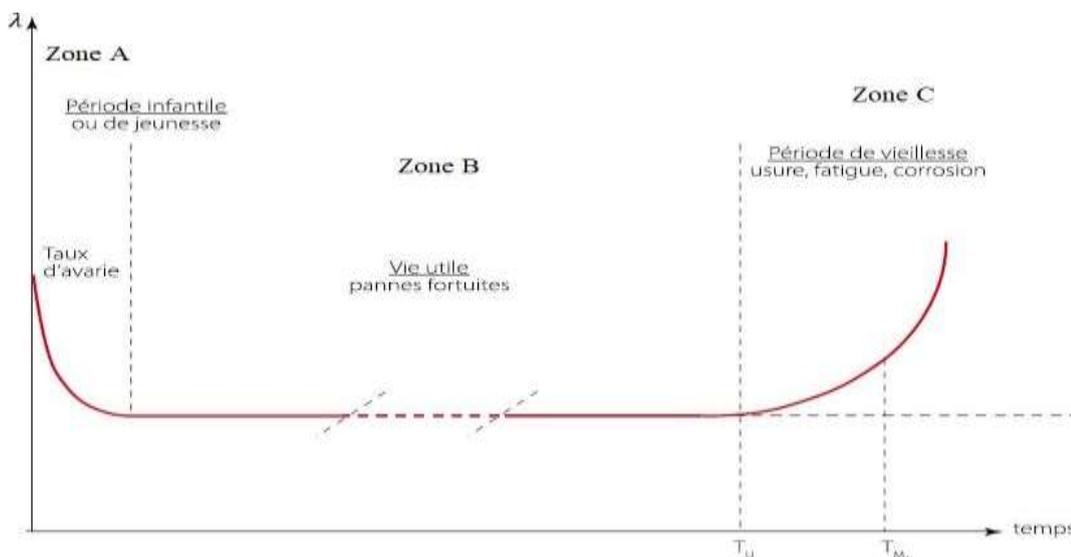


Figure 2 : Courbe en baignoire du taux de défaillance

Zone (A) : Période de jeunesse (rodage).

La première zone définit la période de jeunesse, caractérisée par une décroissance rapide du taux de défaillance. Pour un composant électronique cette décroissance s'explique par l'élimination progressive de défauts dus aux processus de conception ou de fabrication mal maîtrisés ou à un lot de composants mauvais. Cette période peut être minimisée pour les composants vendus aujourd'hui. En effet, les fabricants de composants électroniques se sont engagés à vérifier la qualité de leurs produits en sortie de fabrication.

Zone (B) : Période de maturité (pleine activité).

La deuxième zone définit la période de vie utile généralement très longue. Le taux de défaillance est approximativement constant. Le choix de la loi exponentielle, dont la propriété principale est d'être sans mémoire, est tout à fait satisfaisant. Les pannes sont dites aléatoires, leur apparition n'est pas liée à l'âge du composant mais à d'autres mécanismes d'endommagement. Les calculs prévisionnels de fiabilité se font presque souvent dans cette période de vie utile.

Zone (C) : Période de vieillesse ou d'usure.

La dernière phase est la période de vieillissement, elle est caractérisée par une augmentation progressive du taux de défaillance avec l'âge du dispositif. Ceci est expliqué par des phénomènes de vieillissement tels que l'usure, l'érosion, etc. Cette période est très nettement au-delà de la durée de vie réelle d'un composant électronique. Parfois, on réalise des tests de vieillissement accélérés pour révéler les différents modes de défaillance des composants.

II. 2.6 Taux de défaillance pour des composants mécaniques

Les composants mécaniques sont soumis, dès le début de leur vie, au phénomène d'usure ou de vieillissement. Si on trace la courbe du taux de défaillance, en fonction du temps, on obtient une courbe qui ne présente pas le plateau de la (figure I.3) la période de vie utile (taux de défaillance constant) n'existe pas ou elle est réduite. Le taux de défaillance du dispositif est une fonction non linéaire du temps et ceci dans chaque phase de sa vie.

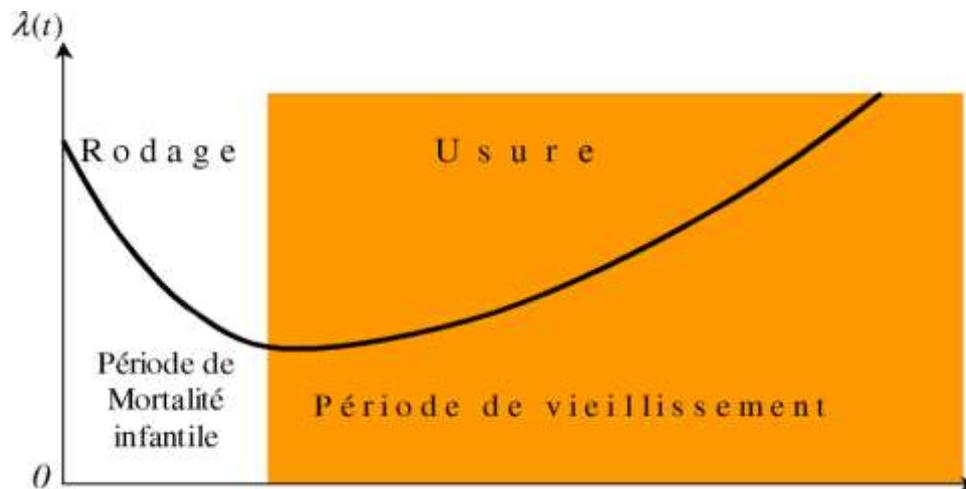


Figure 3 : Courbe du taux de défaillance en mécanique [3]

Zone 1 :

La première zone définit la période de mortalité infantile. C'est une durée de vie en principe très courte Elle décrite par une décroissance progressive du taux de défaillance avec le temps dû à une amélioration des caractéristiques internes (caractéristiques de défauts) et des interfaces, par un rodage préalable des pièces. Par conséquent il n'est pas souhaitable de tester les composants mécaniques dans cette période de leur vie.

Zone 2 :

La dernière zone définit la période de vie illissement qui comporte la majorité de la vie du dispositif. Elle est caractérisée par une augmentation progressive du taux de défaillance. Les pièces mécaniques sont soumises à des phénomènes de vieillissement multiples qui peuvent agir en combinaison: corrosion, usure, déformation, fatigue, et finalement perte de résilience ou fragilisation. Contrairement aux composants électroniques les calculs de la fiabilité pour des composants mécaniques se font essentiellement dans la période de vieillissement, en utilisant des lois de Probabilité dont le taux de défaillance est fonction du temps telles que la loi Log-normale, Wei bull, ...etc.

II. 2.7 Evolution des coûts en fonction de la fiabilité

Le non fiabilité augmente les coûts d'après-vente (garanties, frais judiciaires). Construire plus fiable, augmente les coûts de conception et de production. Le coût total prend en compte ces deux contraintes.

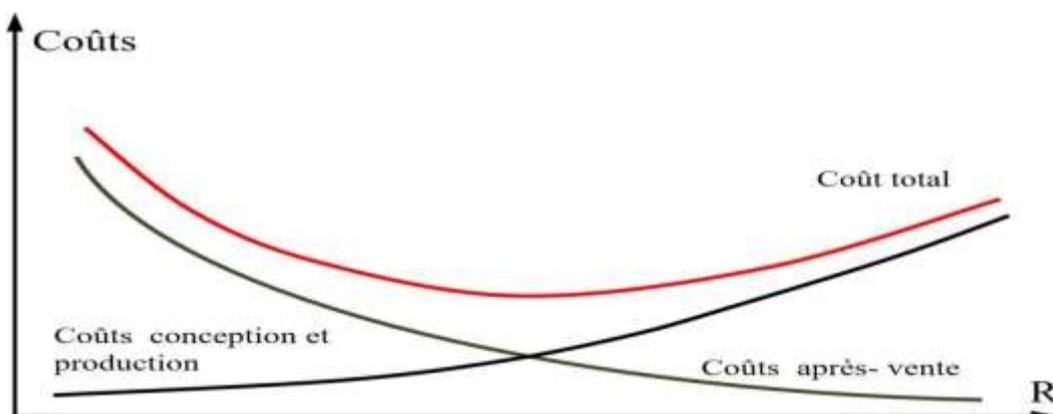


Figure 4 : Courbes d'évolution des coûts en fonction de la fiabilité [3]

La fiabilité d'une machine a tendance à diminuer avec le nombre de ses composants ou de leurs complexités. La maîtrise de la fiabilité devient donc plus délicate.

Une très haute qualité pour chaque composant, n'entraîne pas nécessairement une grande fiabilité. Après assemblage, les interactions entre les composants diminuent la capacité de l'ensemble.

Une grande fiabilité ou certaines conditions, n'implique pas une grande fiabilité sous d'autres conditions (exemple : une huile moteur de synthèse prévue pour des moteurs moderne (multisoupapes et turbo) ne convient pas forcément pour un moteur de conception plus rudimentaire (tondeuse, moteur usé, voiture ancienne).

II. 3. Optimisation de la maintenance par la fiabilité(OMF)

II. 3.1 Présentation de la méthode

C'est le secteur aéronautique qui a été précurseur en élaborant la méthode MSG (Maintenance Sterling Group) à la fin des années 1960 pour définir les programmes de maintenance préventive des avions. Elle est à l'origine de la RCM (Reliability Centered Maintenance) développée aux États-Unis pour l'aviation militaire, puis reprise et adaptée par les exploitants de centrales nucléaires. Une norme de la en a repris les principes sous l'appellation francisée de MBF (Maintenance Basée sur la Fiabilité) pour en assurer une large diffusion à l'ensemble des secteurs industriels. Pour une présentation générale de ces méthodes et de leur historique, on pourra se reporter à l'article «Méthodes d'optimisation des stratégies de maintenance». C'est en 1990 que, sur la base du MSG et de la RCM, EDF a commencé à développer la méthode d'optimisation de la maintenance par la fiabilité (OMF) pour réviser la maintenance préventive de ses centrales. Les premières études pilotes ont eu des résultats encourageant sen montrant la faisabilité et les avantages de cette méthode. Elles ont donc conduit à prendre la décision de l'appliquer sur une grande échelle à l'ensemble des installations. Ensuite, l'analyse de nombreux systèmes a permis de démontrer l'intérêt économique de ces études. La méthode n'est pas restée cantonnée au nucléaire et, après avoir subi diverses adaptations, elle a été appliquée aux lignes de transport d'électricité et aux turbines à gaz. Puis la démarche a été complétée pour y inclure une analyse des matériels « passifs » tels que les tuyauteries et les supportages. Cette approche qui tient compte des particularités de ce type de matériel est appelée «OMF-structures». L'intérêt suscité par ces développements a fait tache d'huile et la méthode a été à nouveau adaptée pour être appliquée

aux centrales conventionnelles, aux micro-turbines à combustion, aux éoliennes, aux aménagements hydrauliques, aux systèmes de compression d'air, etc. Enfin, les principes de l'OMF ont été utilisés pour considérer la maintenance et le soutien logistique dans la phase de conception des futurs réacteurs nucléaires. Les résultats de ces travaux sont devenus des recueils d'informations qui peuvent servir à alimenter de nouvelles études comme par exemple la définition des stocks de pièces de rechange, les effets sur la maintenance de nouveaux modes d'exploitation, la prévision de la durée d'exploitation de matériels ou de systèmes, etc.[1].

II. 3.2 Différentes situations d'application de la méthode

En observant les différentes études qui ont été réalisées, on peut constater que la méthode OMF a été utilisée et adaptée pour être appliquée à différentes situations :

- Pour faire évoluer les programmes de maintenance préventive existants. Elle permet de réexaminer en profondeur les actions de maintenance en s'appuyant sur une approche rationnelle et formalisée qui tient compte d'un retour d'expérience.

Cela a par exemple été le cas pour les centrales nucléaires où les objectifs étaient :

- De réduire les coûts;
- De maîtriser la disponibilité;
- De maintenir la sûreté à un niveau élevé.
- Pour déterminer le programme de maintenance initial pour une installation nouvelle. On peut ainsi ajuster les préconisations des constructeurs aux conditions d'utilisation en considérant les conséquences des défaillances.

Ce cas a notamment été rencontré sur des turbines à combustion de forte puissance, sur des micros turbines de production autonome d'énergie, et sur des éoliennes.

- Pour redéfinir la maintenance préventive d'une installation à la suite de modifications significative des conditions d'exploitation.

Les centrales thermiques à charbon et au fioul constituent une bonne illustration de cette situation.

- Pour déterminer le programme de maintenance dès la phase de conception. Cette utilisation, qui se situe dans le cadre plus large de l'intégration du soutien logistique, a été rencontrée dans le projet de développement des réacteurs nucléaires futurs avec pour objectif de limiter la durée des grands arrêts, les coûts d'exploitation et l'exposition du

personnel aux radiations.

II. 3.3 Les grands principes de la méthode :

II. 3.3.1 Définitions :

On peut tenter de définir l'OMF (figure 1.5) en disant qu'il s'agit d'une méthode d'aide à la décision pour élaborer le programme de maintenance préventive d'une installation en respectant des contraintes et en optimisant des critères. Les critères sont généralement : la disponibilité, la qualité du produit ou du service rendu et les coûts d'exploitation. Parmi les contraintes, on trouve notamment la sécurité des personnes et la préservation de l'environnement.

Il faut dire sans la dévaluer que la méthode s'applique avant tout à organiser le bon sens. Sa principale originalité est de ne pas se limiter à la seule vision du matériel, souvent propre au personnel de maintenance, mais de tenir compte des conséquences des défaillances en introduisant une vision fonctionnelle qui est propre au personnel de conduite. Le «zéro panne» de la TPM (Total Product Maintenance) qui vise à motiver le personnel d'exploitation est remplacé par un «zéro conséquence significative» qui exige du personnel de maintenance une analyse des effets et une évaluation de leurs gravités.

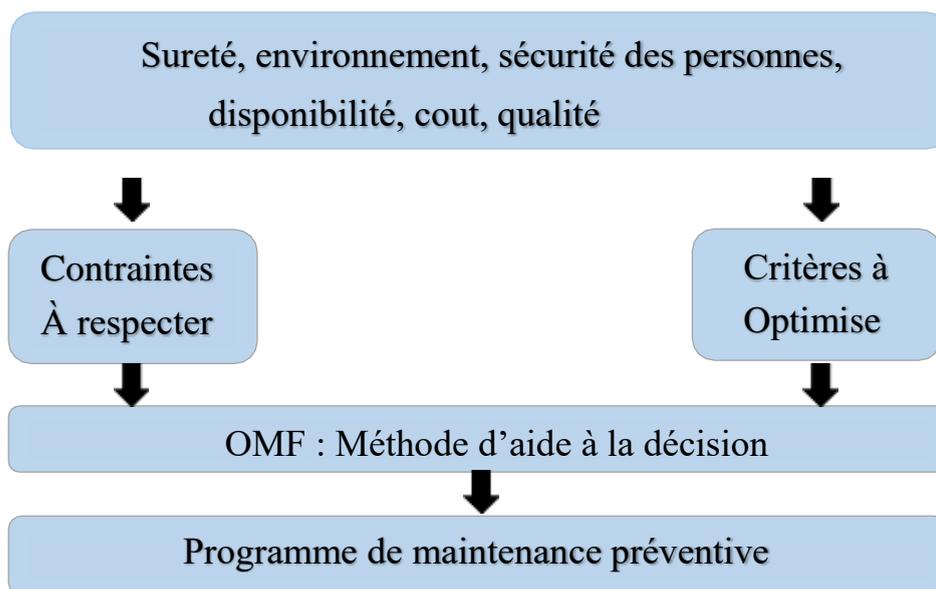


Figure 5 : Définition de l'OMF [1]

II.3.3.2 Principes de base :

La fiabilité des matériels quelquefois vus comme un objectif est reléguée au rang d'indicateur. Ce n'est plus la fiabilité maximale qui importe mais le meilleur compromis entre la disponibilité, les coûts et la qualité du produit ou du service rendu, sous respect des contraintes : sécurité des personnes, environnement, etc.

L'objectif n'est pas de rendre le plus fiable possible le matériel dont on a la responsabilité. L'idée maîtresse de l'OMF consiste précisément à changer ce point de vue qui est la tendance naturelle d'activités trop parcellistes. Il faut chercher à porter un regard global pour améliorer les objectifs d'ensemble quitte à laisser dans certains cas une place plus grande à la maintenance corrective. Il peut parfois être plus raisonnable d'attendre la défaillance que de chercher à l'éviter. Il est donc important de classer les défaillances selon le niveau d'inquiétude qu'elles suscitent, allant de « l'acceptable, faute de mieux » jusqu'à l'insupportable, en passant par «l'éventuellement et l'exceptionnellement tolérable».

L'OMF est une démarche rationnelle qui vise à limiter au mieux les conséquences sur l'installation, de défaillances dont les origines sont matérielles. Elle permet de déterminer:

- Où des actions préventives sont nécessaires (sur quels matériels);
- Quelles sont les actions à effectuer ;
- Quand (avec quelle fréquence) on doit les réaliser.

Pour cela, elle propose trois grandes phases (figure 1.6).

- Une phase d'analyse du retour d'expérience qui consiste à rechercher ce qui s'est passé sur les matériels (en termes de fiabilité, de disponibilité et de coûts), et ce qui a été fait comme actes de maintenance ou comme modifications.
- Une phase d'évaluation des risques qui consiste à envisager les événements graves qui pourraient se passer (le possible), et qui met en œuvre les techniques d'analyse du fonctionnement et du dysfonctionnement. Ce travail, qui se rapproche de celui du concepteur, est ensuite complété par une prise en compte de l'historique de maintenance plus proche de la vision de l'exploitant. Le possible et l'observé permettent d'envisager le probable. C'est pour prévenir les défaillances qui présentent une gravité et qui ont des chances de se produire qu'il faudra envisager d'effectuer des tâches de maintenance préventive.
- Une phase d'optimisation de la maintenance qui détermine les tâches à effectuer et leur

fréquence en envisageant éventuellement des améliorations ou des modifications.

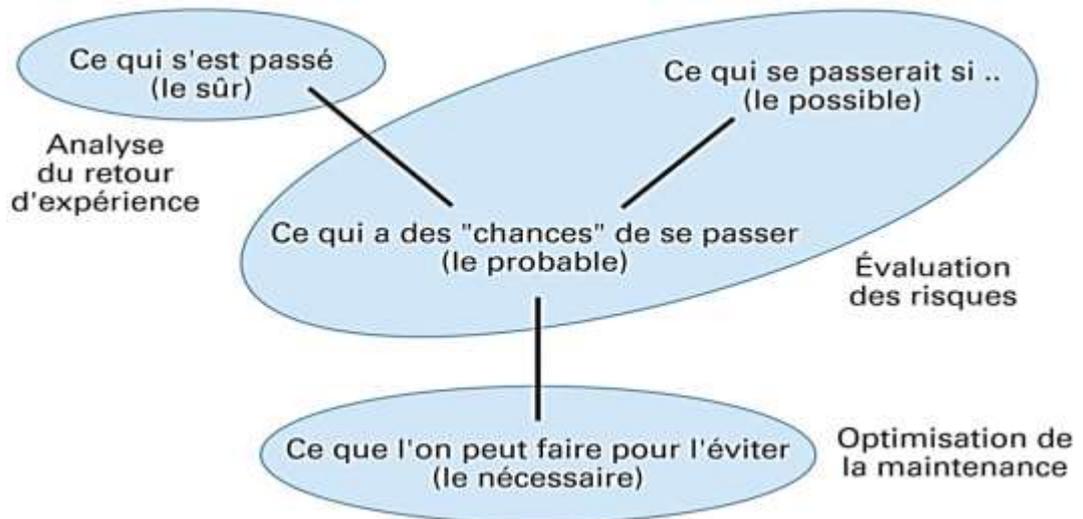


Figure 5 : Les grandes phases de l'OMF [1]

II.3.4 Description de la méthode

Le tableau 1.1 présente les étapes de la méthode OMF qui vont être détaillées dans les paragraphes suivants.

Tableau 1 : les étapes de la méthode OMF

Étapes	Résultats
Choix du sujet d'étude Constitution d'un Groupe de travail Organisation de l'étude	Sujet d'étude Groupe de travail Programme de travail
Analyse fonctionnelle de l'installation et définition des objectifs de maintenance	Modes de défaillance de l'installation Gravités des modes
Analyse fonctionnelle du système	Découpage fonctionnel et découpage matériel
Analyse du dysfonctionnement du système	Modes de défaillance fonctionnels graves Matériels ou groupements de matériels à étudier
Analyse du retour d'expérience	Fréquences de défaillance et de dégradation
Analyse du dysfonctionnement des matériels	Causes de défaillance des matériels et modes de défaillance significatifs
Sélection des tâches de maintenance	Taches de maintenance élémentaires
Regroupement des taches	Programme de maintenance preventive

II.3.5 Définition de l'OMF

On peut tenter de définir l'OMF en disant qu'il s'agit d'une méthode d'aide à la décision pour élaborer le programme de maintenance préventive d'une installation en respectant des contraintes et en optimisant des critères.

II.3.5.1 Retour d'expérience pour l'OMF

L'étude OMF est une méthode d'aide à la décision de la stratégie de maintenance à mener. Elle sollicite le bon sens, mais cela ne suffit pas, on a aussi besoin de données quantitatives pour appréhender les problématiques de maintenance d'un point de vue pragmatique.

Le retour d'expérience technique s'intègre donc dans le système d'information et dans le management des entreprises, et est un point clé stratégique de la sûreté de fonctionnement industrielle. Le retour d'expérience n'est pas une fin en soi, mais un moyen contribuant à ces enjeux qui sont en somme, la maîtrise du matériel, et précisément:

- De la sûreté et l'environnement;
- La disponibilité ;
- La qualité du produit;
- Les coûts de maintenance;
- La durabilité et la prolongation de la durée d'exploitation;
- Et l'aide à la conception des installations futures.

Notons aussi que, dans l'industrie, le retour d'expérience intervient pendant tout le cycle de vie d'un produit ou d'une installation, de l'avant-projet sommaire à la fin de vie, pour ainsi dire, un processus d'amélioration continu.

II. Conclusion :

Même si les activités connexes sortent du cadre direct de la maintenance (= maintenir en état) elles s'intègrent bien dans le champ de compétence des techniciens et des professionnels de maintenance. En période de crise économique, certains industriels peuvent se montrer prudents à l'égard des investissements et trouvent des possibilités d'amélioration par l'intermédiaire de ces formes de maintenance.

En résumé nous pouvons présenter les opérations de maintenance suivant le tableau synoptique suivant :

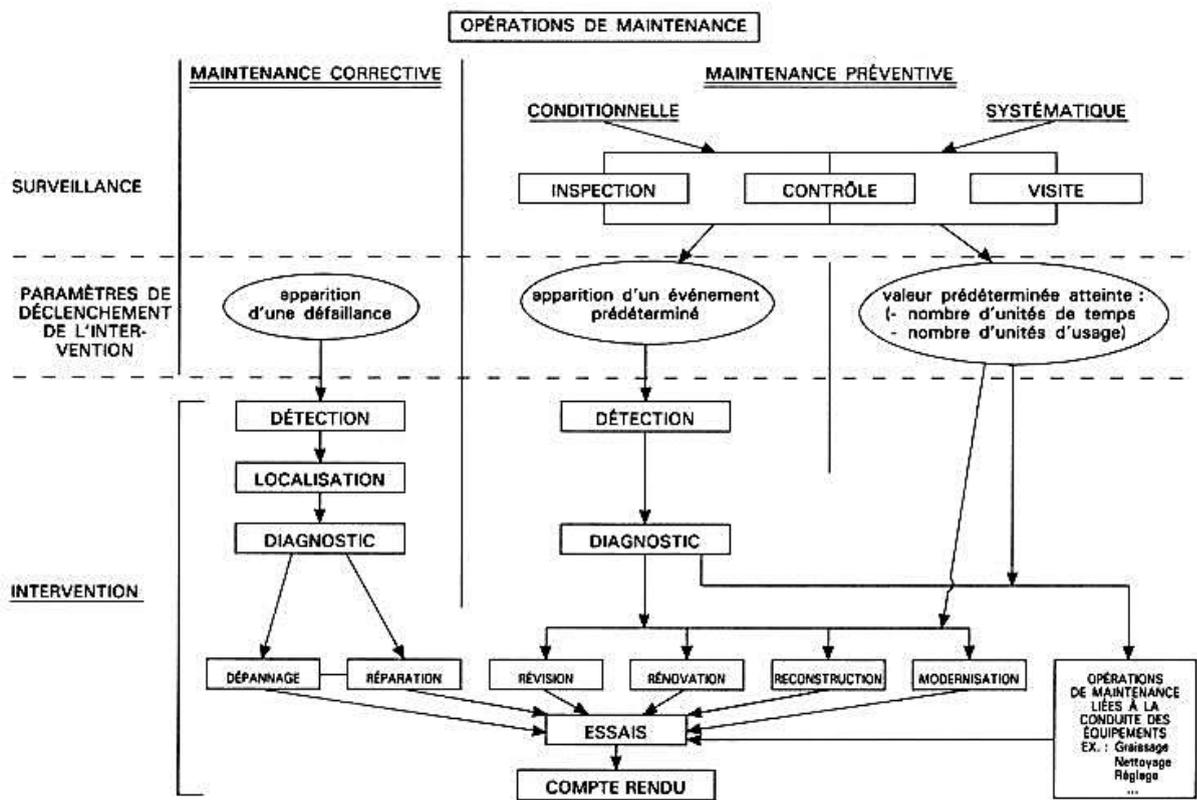


Figure 6 : Les opérations de maintenance

**Chapitre : III Description du
Compresseur série tempo 2350**

III.1 Introduction

Le compresseur est un dispositif mécanique qui aspire de l'air et le refoule par la suite à une pression supérieure dans un réseau de tuyauterie ou un réservoir de stockage. Cet air comprimé, est une énergie universelle pour l'industrie, il joue un rôle important dans la plupart des processus actuels de fabrication.

III.2 Description de la machine



Figure 7 Compresseur série Tempo 2350.

Ce compresseur est du type avec des cylindres disposés en **W** sur des lignes indépendantes reliées au bâti par des entretoises à chambre simple extra-longue.

Le bâti est constitué par une fusion en fonte avec des ouvertures latérales pour l'inspection et la maintenance à l'intérieur des quelles est placé le vilebrequin avec des contre poids supportés par des roulements oscillants à rouleaux.

A son intérieure, le vilebrequin présente des passages spéciaux pour l'huile de lubrification des roulements de bielles et l'étanchéité de l'huile vers l'extérieur est assurée par un élément d'étanchéités rotatives appliquées sur le côté du volant.

Le vilebrequin est relié mécaniquement à la pompe à engrenages pour la circulation de L'huile dans les manivelles.

III.3 Compresseurs

III. 3.1 Définition

Le compresseur est une unité permettant de comprimer et de déplacer divers gaz, y compris l'air, vers divers instruments et outils pneumatiques. L'équipement de compresseur est largement utilisé dans l'industrie, la construction, la médecine, etc. Les types de compresseurs existants et leur classification déterminent les critères de fonctionnement de cet équipement.

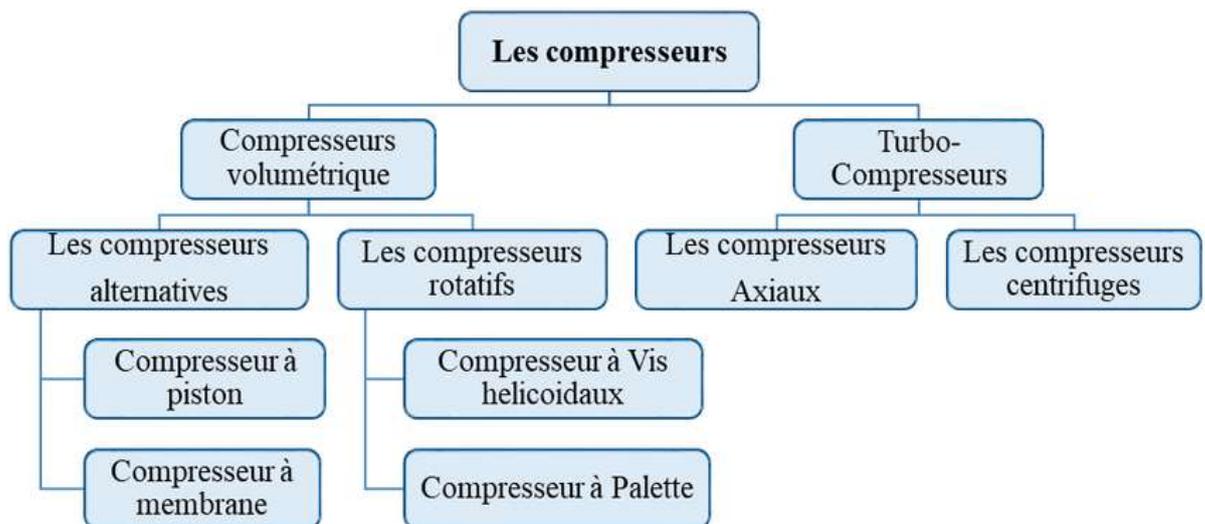


Figure 9 Classification des compresseurs

III.4 Compresseur alternatif

III. 4.1 À pistons

Dans un compresseur à pistons, chaque piston a un mouvement alternatif dans un cylindre. Lors de l'aller, le piston aspire le fluide à une certaine pression puis le compresse au retour. Pour cela, chaque piston est muni d'une entrée et d'une sortie à clapet anti-retour. Le clapet d'admission ne peut laisser passer le fluide que vers la chambre du piston. À l'inverse, le clapet d'échappement ne peut laisser passer le fluide que vers le circuit extérieur. De plus, le clapet d'échappement a une certaine résistance de façon à ce qu'il ne s'ouvre que quand la pression à l'intérieur de la chambre du cylindre a une valeur suffisante.

Voici le fonctionnement pas à pas :

- Le piston " descend " : la dépression créée à l'intérieur du cylindre entraîne l'ouverture du clapet d'admission et le fluide est aspiré. Le clapet d'échappement est fermé, car il ne marche que dans un sens.
- Le piston commence sa " remontée " : le fluide commence à se compresser, car il ne peut sortir par le clapet d'admission (clapet anti-retour) et sa pression n'est pas suffisante pour pousser le clapet d'échappement (maintenu en place par un ressort par exemple). Le fluide ne pouvant s'échapper, il se comprime, car la " remontée " du piston diminue le volume dans le cylindre.
- La pression du fluide atteint la pression voulue (contrôlé par la raideur du ressort) : cette pression est suffisante pour ouvrir le clapet d'échappement et le fluide sous pression s'échappe donc. Le piston finissant sa remontée, il chasse le fluide tout en maintenant sa pression. Un nouveau cycle recommence alors, le clapet d'échappement se fermant lorsque le piston redescend.
- Un compresseur à piston est souvent muni de plusieurs pistons dont les phases d'admission et d'échappement sont décalées pour avoir une sortie de fluide constante dans le compresseur. En effet, pour chaque piston, la sortie du fluide comprimé n'occupe qu'une petite partie du cycle.

La compression 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 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.
- Brassage de bassins de fermentation.

III. 4.2 Classification et types de compresseurs

Classification des compresseurs sur le principe de fonctionnement :

- Volumineux
- Dynamique

Types de compresseurs volumétriques

- Membrane

- Piston
- Rotatif
- Sans huile
- Vis
- Engrenages
- Spirale
- Plaque rotative
- Anneau liquide

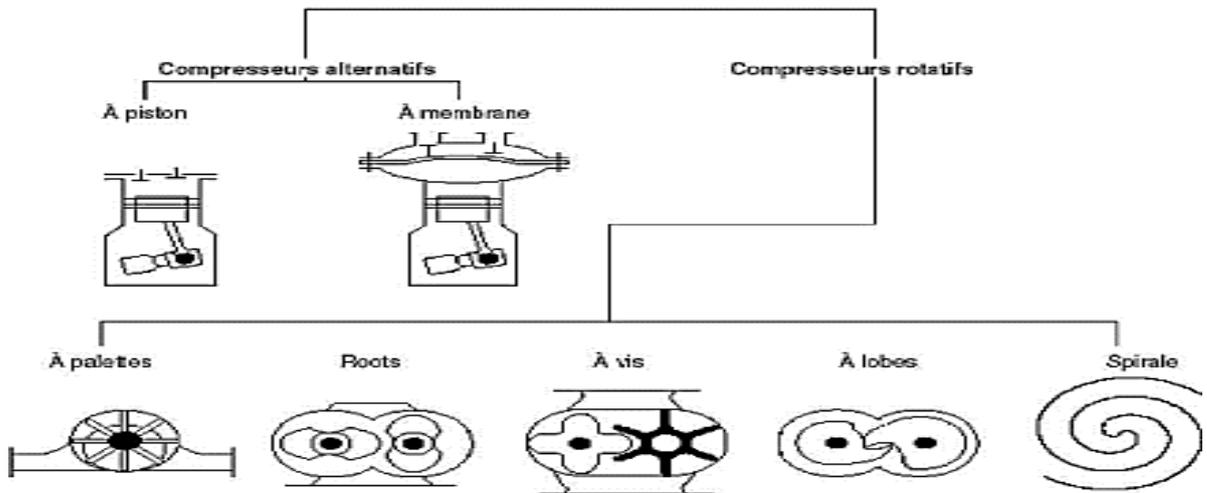


Figure 10 : Les types de compresseurs

Types de compresseurs dynamiques

- Véhicules axiaux
- Unités centrifuges
- Compresseurs à jet

III. 4.3. Classification des compresseurs par d'autres paramètres

III. 4.3.1 Classification des compresseurs sur le principe de fonctionnement

Selon le principe de fonctionnement, les compresseurs sont classés en volumétrique et dynamique.

Volumineux

Ce sont des unités *avoir des caméras de travail* dans lequel le gaz est comprimé. La compression est due à des changements périodiques du volume des chambres connectées à l'entrée (sortie) de l'appareil. Pour empêcher le gaz de revenir de l'appareil *régler le système*

de valve qui s'ouvrent et se ferment à un certain point de remplissage et de vidange de la chambre.

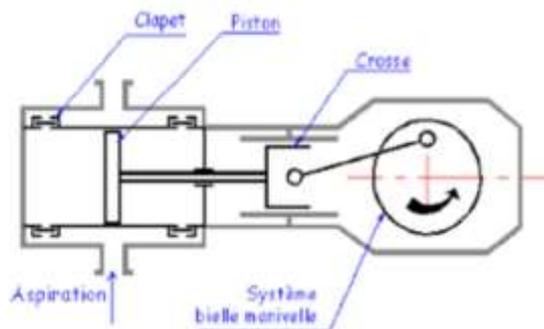
Dynamique

Dans les compresseurs dynamiques, une augmentation de la pression du gaz se produit en raison d'*accélérer son mouvement*. En conséquence, l'énergie cinétique des particules de gaz est convertie en énergie de pression.

C'est important : Les compresseurs dynamiques diffèrent des pièces à flux ouvert en vac. C'est-à-dire qu'avec un manche fixe, il peut être soufflé dans n'importe quelle direction.

L'équipement de compresseur de type volumétrique est divisé en 3 groupes :

- Compresseur à membrane
- Compresseur à piston
- Compresseur à rotatif.



Compresseur à Membrane

Avoir dans la chambre de travail membrane élastique en règle générale, polymère. En raison des mouvements alternatifs du piston, la membrane est pliée dans différentes directions. En raison des mouvements de la membrane, le volume de la chambre de travail change. Selon la position de la membrane, les vannes laissent entrer de l'air dans la chambre ou la libèrent.

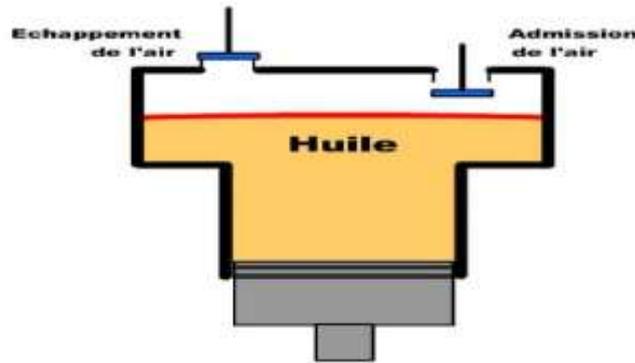


Figure 11 : Compresseur à Membrane

La membrane peut être mise en mouvement par un entraînement pneumatique, à piston à membrane, électrique ou mécanique. C'est important ! Dans les dispositifs à membrane, l'air ou le gaz en train de se déplacer dans la chambre de travail n'est pas en contact avec d'autres unités de l'unité (à l'exception de la membrane et du boîtier). De ce fait, un gaz de haute pureté est obtenu à la sortie.



Figure 12 : Compresseur à piston

III. Compresseur à Piston

En raison de la présence mécanisme à manivelle le piston va et vient dans la chambre de travail, ce qui entraîne une diminution ou une augmentation de son volume. Les compresseurs alternatifs sont équipés de vannes anti-retour installées sur la chambre de travail, bloquant le mouvement de l'air dans la direction opposée. Malgré de bonnes performances, les unités à piston présentent des inconvénients : un niveau de bruit plutôt élevé et des vibrations perceptibles.

III. 1. Compresseur Rotatif

Dans les compresseurs rotatifs, l'air est comprimé éléments rotatifs - rotors. Chaque élément, en fonction de la longueur et du pas de la vis, a une valeur de compression constante, qui dépend également de la forme de la sortie de gaz.

Dans ces compresseurs, les vannes ne sont pas installées. En outre, la conception de l'unité ne contient pas de composants susceptibles de provoquer un déséquilibre. De ce fait, il peut fonctionner avec une vitesse de rotation du rotor élevée. Avec cette conception de l'appareil, le débit de gaz atteint des valeurs élevées à petites dimensions du compresseur lui-même. Les compresseurs rotatifs sont divisés en plusieurs sous-espèces.

Sans huile : Ils ont un profil de vis asymétrique, ce qui augmente l'efficacité de l'unité grâce à la réduction des fuites de gaz lors de la compression. Pour assurer la contre-rotation synchrone des rotors, un train d'engrenages externe est utilisé. Pendant le fonctionnement, les rotors ne sont pas en contact et ils n'ont pas besoin d'être lubrifiés, de sorte que l'air sortant de l'appareil ne présente aucune impureté.. Afin de réduire les fuites internes, les pièces de l'unité et du boîtier sont fabriqués avec une grande précision. Aussi machines sans huile peut être *multi-étages* éliminer la différence de température entre l'entrée et la sortie d'air de l'appareil, ce qui limite l'augmentation de la pression.

III. 2. Compresseur à Vis

Se compose d'une ou de plusieurs vis maillées. installées dans un boîtier scellé.

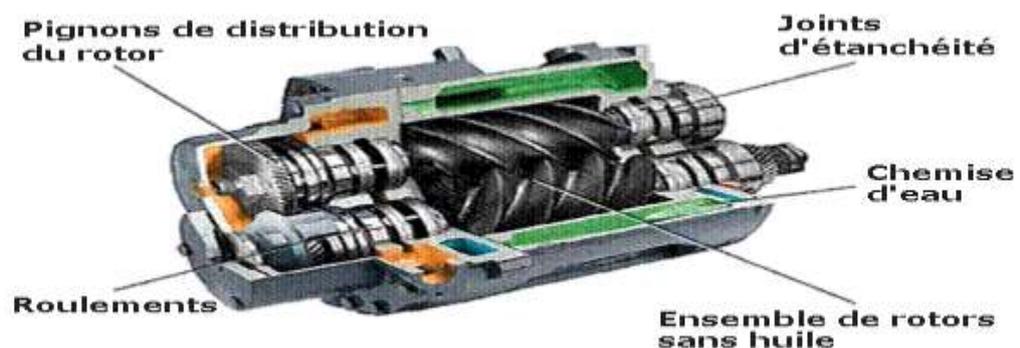


Figure13 : Compresseur à vis

L'espace de travail est créé entre le boîtier et les vis lors de leur rotation. Ce type de compresseur est différent bonne performance et apport d'air continu. Pour réduire le frottement entre les vis du crochet, ce qui augmente l'usure des pièces, un lubrifiant est utilisé. Si vous souhaitez obtenir de l'air comprimé (gaz) sans impuretés de lubrifiants, utilisez des dispositifs à vis sans huile. Dans ce dernier cas, afin de réduire la force de friction, des pièces mobiles sont fabriquées à partir de matériaux antifricition.

III. 3. Compresseur à Engrenages :

Ces compresseurs sont aussi appelés engrenages car les pièces principales sont des engrenages.

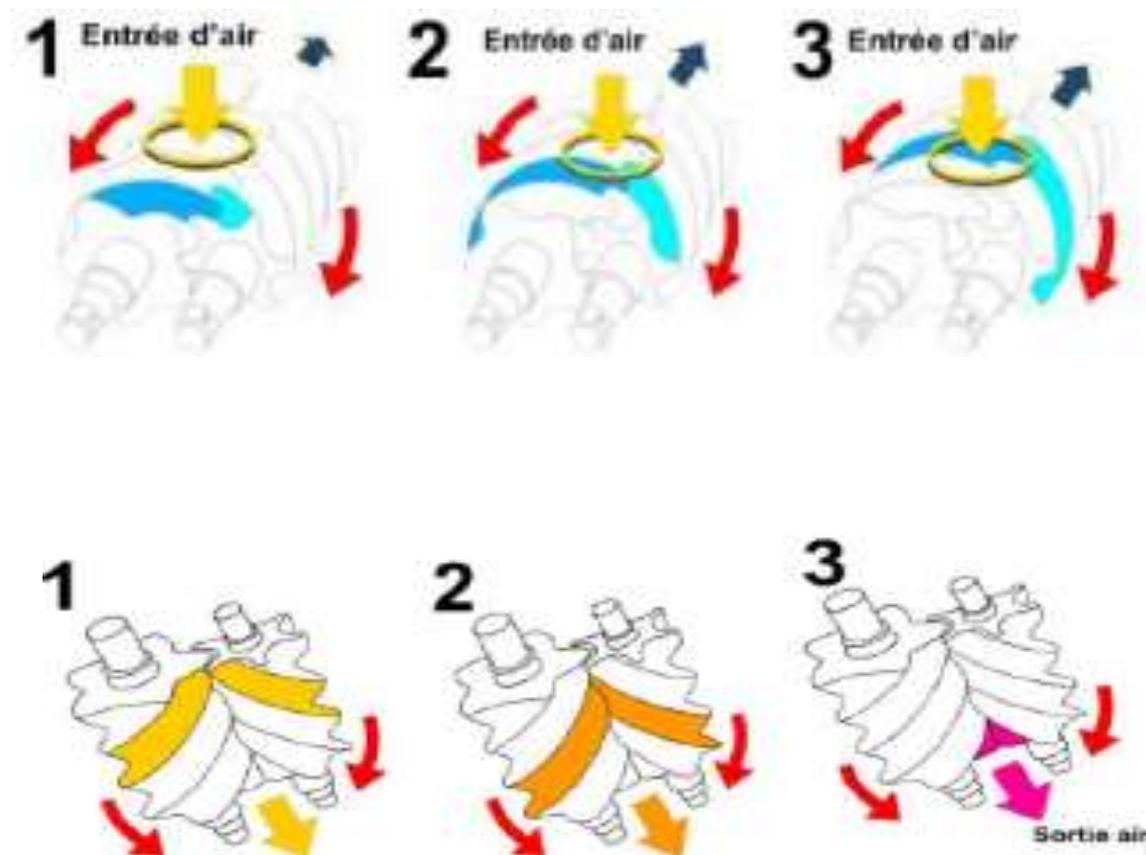


Figure 14 : Compresseur à Engrenages

Lorsque les dents entrent en prise sur le côté de la sortie de l'appareil, le volume de la chambre diminue, de sorte que de l'air est libéré à travers la buse sous pression. Les compresseurs de ce type sont largement utilisés dans les situations où la fourniture d'air ou de gaz sous haute pression n'est pas nécessaire.

Compresseur à Spirale :

Il s'agit d'une sorte de compresseur rotatif sans huile. Les appareils en spirale compriment aussi le gaz en volume, ce qui diminue progressivement.

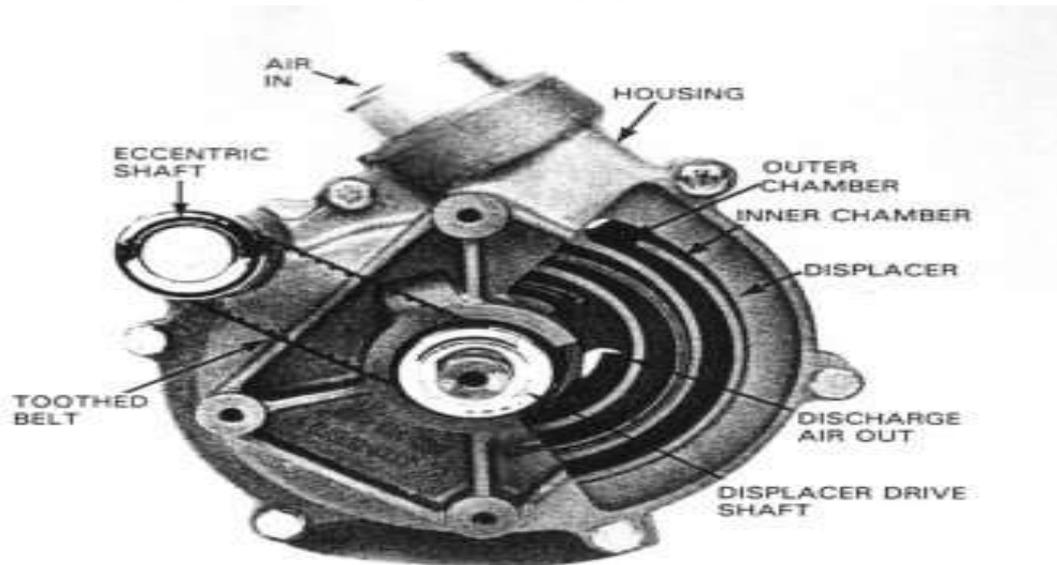


Figure 15 : Compresseur à Spirale

Les principaux éléments de cette unité sont des spirales. Une hélice est fixée immobile dans le copra. L'autre est mobile, connecté au lecteur. Le déphasage entre les spirales est de 180 °, ce qui entraîne la formation de cavités d'air à volume variable.

III. 4. Compresseur à Plaque rotative :

Le compresseur lamellaire a un rotor à fente. Ils ont inséré un certain nombre de plaques mobiles. Comme on peut le voir sur la figure ci-dessous, l'axe du rotor ne coïncide pas avec l'axe du corps.

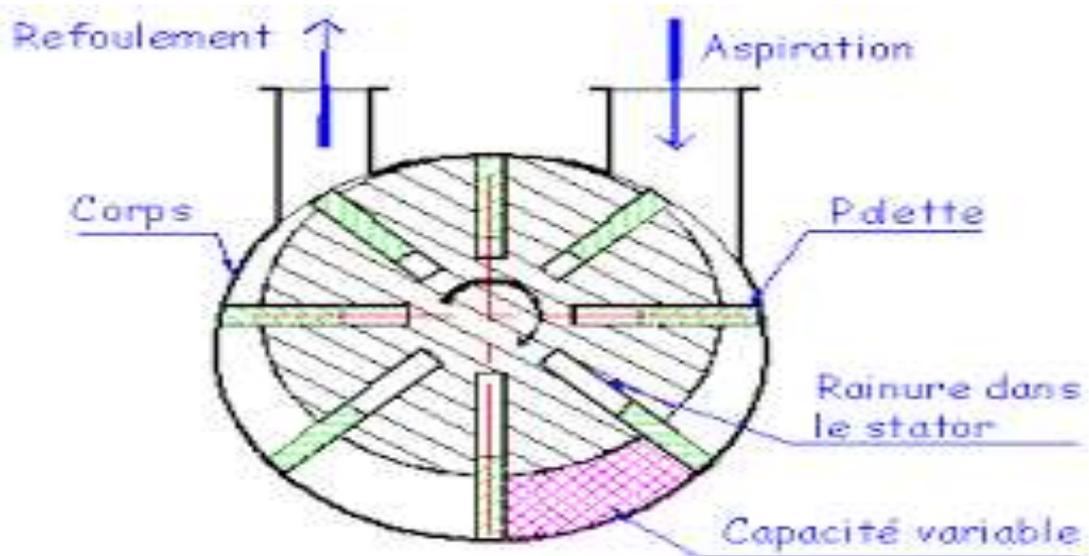


Figure 16 : Compresseur à Plaque rotative

Lors de la rotation du rotor, les plaques sont déplacées par une force centrifuge de son centre vers la périphérie et pressées contre la surface interne du corps. Il en résulte une création continue de chambres de travail limitées par des plaques adjacentes, des corps de rotor et des appareils. Par axes décalés le volume des chambres de travail change.

Anneau liquide

Dans ces unités le liquide auxiliaire est utilisé. Un rotor à plaques est installé dans un boîtier fixe.

Les caractéristiques de conception de cette unité sont les axes décalés du rotor et du corps l'un par rapport à l'autre. Un liquide est versé dans le corps, qui se présente sous la forme d'un anneau collé aux parois de l'appareil du fait de son rejet par les pales du rotor. Lorsque cela se produit, la restriction de l'espace de travail, rempli de gaz, entre l'anneau liquide, le logement et les pales du rotor. Le volume des chambres de travail est modifié au moyen d'un rotor rotatif à axe décalé.

C'est important ! Pour éviter que le gaz pompé n'entraîne les particules liquides, les dispositifs de séparation des liquides installent une unité de séparation qui coupe l'humidité de l'air. Également sur les appareils de ce type, un système fournissant de l'eau aux liquides auxiliaires est fourni.

III. 5 Les types de compresseurs dynamiques :

Les appareils à principe d'action dynamique sont divisés en axiale, centrifuge et à jet. Ils diffèrent par le type de roue et la direction du flux d'air.

III. 5.1 Véhicules axiaux :

Dans les compresseurs axiaux, le flux de gaz se déplace le long de l'axe de rotation de l'arbre à travers des guides fixes et des roues mobiles. Le débit d'air dans l'appareil axial augmente progressivement et la conversion d'énergie a lieu dans les guides.

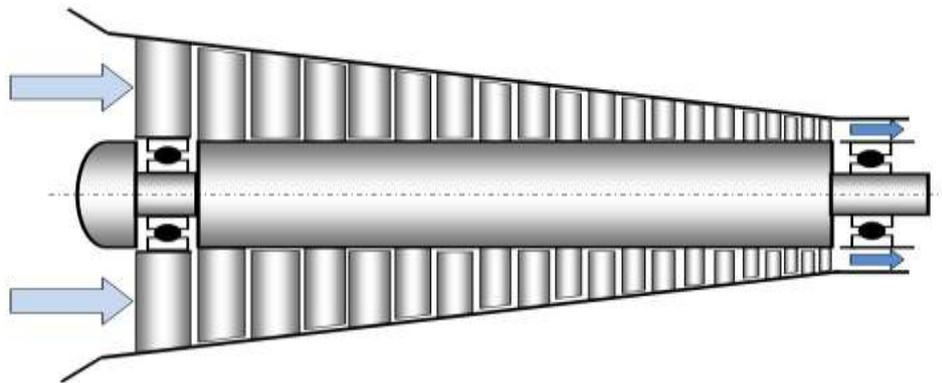


Figure 17 : Compresseur dynamiques à Véhicules axiaux

Les compresseurs axiaux sont caractérisés par :

Haute vitesse ; haute efficacité ; débit d'air élevé ; taille compacte.

Unités centrifuges :

Les compresseurs centrifuges sont conçus pour fournir sortie d'air radiale. Le flux d'air, tombant sur une roue en rotation avec des roues situées radialement, en raison des forces centrifuges, est éjecté sur les parois du boîtier. De plus, l'air entre dans le diffuseur, où se déroule son processus de compression.



Figure 18: Compresseur centrifuges

Les appareils centrifuges n'ont pas de mouvement alternatif, ils fournissent donc un flux d'air uniforme, dont la force peut être réglée. En outre, ce type d'unité est durable et économique.

III. 5.2. Compresseurs à jet :

Dans l'appareil du jet on utilise le principe d'action pour augmenter la pression du gaz (passif) *énergie gazeuse active*.

Pour cela, 2 flux de gaz sont fournis à l'appareil : l'un avec une pression basse (passive) et l'autre avec une pression élevée (active). A la sortie du dispositif, un courant de gaz est formé avec une pression supérieure à celle passive, mais inférieure à celle du gaz actif.

III. 6. Classification des compresseurs par d'autres paramètres

Outre la classification des compresseurs sur le principe de la compression, il est courant de diviser ces unités en fonction des paramètres suivants:

1. Type d'entraînement. Les compresseurs peuvent fonctionner à la fois avec des moteurs électriques et des moteurs à combustion interne (ICE). En conséquence, les dispositifs sont à transmission directe (coaxiale) et entraînés par courroie. En règle générale, un compresseur à entraînement direct est une unité domestique. Le compresseur coaxial attire le consommateur à un prix abordable et est largement utilisé dans les résidences secondaires, les garages, etc., car la pression d'air fournie par l'appareil ne dépasse pas 0,8 MPa. Si nous comparons le compresseur à essence et le compresseur diesel, ce dernier est plus fiable en fonctionnement. En outre, le diesel a un appareil plus simple et est facile à entretenir.
2. Système de refroidissement. Les appareils sont refroidis par liquide, par air ou sans.
3. Conditions de fonctionnement. Les appareils peuvent être fixes, ne travaillant qu'à l'intérieur du réseau d'alimentation, et mobiles (portables), qui fonctionnent à l'air libre et à basse température. Par exemple, les compresseurs mobiles à moteur à combustion interne sont largement utilisés dans les endroits dépourvus de source d'alimentation centralisée.
4. Pression finale. Selon ce paramètre, les appareils sont divisés en quatre groupes. Les unités basse pression (0,15-1,2 MPa) sont utilisées dans les installations de compression de gaz (air). Des dispositifs de pression moyenne (1,2-10 MPa) sont utilisés pour la séparation, le transport et la liquéfaction des gaz dans les industries du raffinage du pétrole, du gaz et des produits chimiques. Des appareils haute pression (10-100 MPa) et ultra-haute pression (plus de 100 MPa) sont utilisés dans les installations de synthèse de gaz.

5. La performance. Indiqué en unités de volume pendant une certaine période (m³/ min) Les performances de l'unité dépendent de paramètres tels que la vitesse de rotation de l'arbre, le diamètre du cylindre, la course du piston. Selon les performances, il est habituel de diviser les appareils en 3 catégories : petits - jusqu'à 10 m³/ min : moyenne - de 10 à 100 m³/ min; large - plus de 100 m³/ min
6. De plus, les compresseurs sont divisés en fonction du domaine d'application en unités polyvalentes, pétrochimiques, chimiques, énergétiques, etc.

III. 7 Les différentes applications des compresseurs

Les compresseurs sont utilisées dans plusieurs domaines on peut citer par exemple

- fabrication d'air comprimé (air instrumentation, nettoyage de pièces, peinture...).
- compression et déplacement des gaz procédés.
- transport des matières pulvérulentes (transports pneumatiques des poudres)
- réalisation de vide et de dépression (distillation, cristallisation sous vide, Évaporation ...).
- brassage de bassins de fermentation.

Le choix d'un compresseur alternatif ou centrifuge sera tributaire des débits et pressions que l'on souhaite obtenir. D'autres paramètres seront à prendre en compte pour le choix final (Taille, poids, prix, etc...).

Et voici la figure (I.8) qui montre la plage d'applications des différents types des Compresseurs :

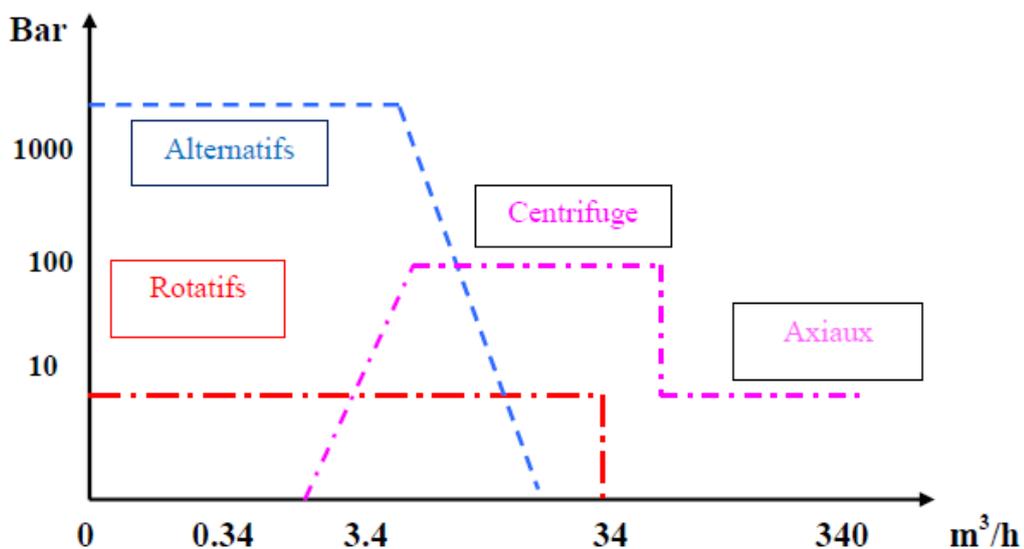


Figure 19 : Plages d'application des différents types de compresseurs

III. Conclusion

Le présent chapitre nous a permis de découvrir les différents types de compresseurs existants dans l'industrie en générale et les compresseurs à pistons en particulier ainsi que leurs critères de choix et leur principe de fonctionnement. La description de ses machines à été utile pour bien comprendre le monde des compresseurs ainsi que l'intérêt de l'air comprimé dans l'industrie.

III. 8 Travail du compresseur

Les fluides sont considérés ici comme des gaz parfaits au sens de la thermodynamique, C'est-à-dire régis par l'équation d'état suivante :

$$PV = mrT \text{ (III. 1)}$$

Avec :

P : Pression absolue du gaz [Pa]

V : Volume occupé par la masse du gaz [m³]

T : Température absolue [K]

r : Constante massique du gaz parfait [J/kg. K]

m : Masse de l'air [kg]

Le travail théorique (ou utile) dans le cas d'un système ouvert supposé réversible est Défini comme suit :

$$W_{th} = -P_1V_1 - \int_{V_1}^{V_2} PdV + P_2V_2$$

Le terme $[-P_1V_1 + P_2V_2]$ représente les transformations considérées comme réversibles, qui correspond au travail fourni au fluide par parties mobiles du compresseur.

En faisant une intégration par partie : PdV

$$\int_{V_1}^{V_2} PdV = P_2V_2 - P_1V_1 - \int_{P_1}^{P_2} VdP$$

La relation(III.2) devient alors

$$W_{th} = \int_{P_1}^{P_2} VdP$$

L'expression finale du travail théorique dépend du type de l'évolution de la compression.

III. 9. Compression isotherme

C'est une transformation s'effectuant à température constante dans le cas où le gaz Évoluant est un gaz parfait, pour une unité de masse, on a $P.V = cte$, c'est la loi de Mariotte. L'expression du travail absorbé dans une telle transformation supposée réversible, pour une Unité de masse de gaz :

$$W_{this} = rT \ln \frac{V_1}{V_2} = rT \ln \frac{P_2}{P_1}$$

III. 10. Compression isentropique

Le compresseur n'échange pas de chaleur avec l'extérieur (compression adiabatique) et La compression se fait sans perte ni frottement. Le gaz sortant sera plus chaud que le gaz Entrant. L'augmentation de température contribue également à l'augmentation de pression. La Pression du gaz suit la loi de Laplace :

$$PV^\gamma = \text{cte}$$

Avec :

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

Au cours de cette évolution, le gaz de l'état 1 (P1, V1, T1) est amené à l'état 2 (P2, V2, T2).

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \quad \text{D'où} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1}$$

L'expression du travail pour telle évolution sachant que $P_1 V_1 = r T_1$

$$W_{thad} = \frac{r(T_2 - T_1)}{\gamma - 1} = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{\gamma - 1}$$

III. 11. Compression poly tropique

L'analyse des transformations réelles des gaz en évolution montre qu'elle peut être Représentée par des courbes (figure III.1) Comprises (en générale) entre l'isotherme et L'adiabatique.

On a alors introduit une nouvelle formule d'évolution dite poly tropique régie par la loi Suivante :

$$PV^n = C_{cte}$$

n Désigne le coefficient poly tropique tel que $1 < n < \gamma$

On trouve les mêmes formules établies précédemment on remplaçant γ par n :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1}$$

Si la transformation est réversible.

$$W_{thPOL} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Les trois compressions sont représentées sur le graphe suivant :

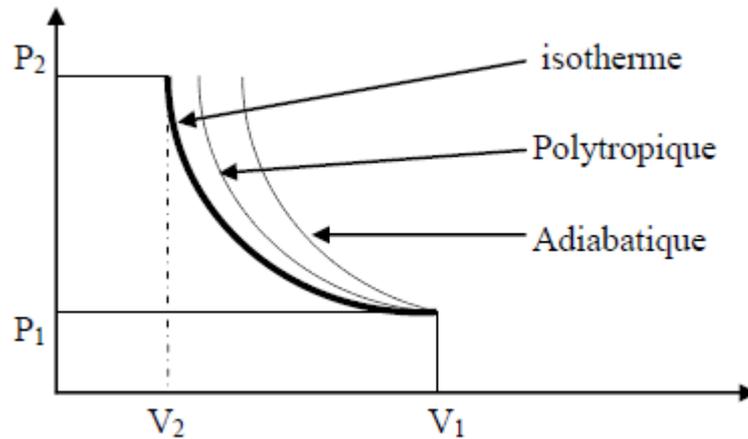


Figure 20 : Évolutions thermodynamiques

Le travail réel, du fait des irréversibilités des transformations, est toujours supérieur au travail calculé à partir des expressions précédentes. Ce travail réel est égal au rapport du travail pour une évolution considérée comme réversible par le rendement correspondant, Isothermique η_{is} , isentropique, poly tropique η_n

$$W_r = \frac{W_{th\ is}}{\eta_{is}}, W_r = \frac{W_{th\ ad}}{\eta_a}, W_r = \frac{W_{th\ pol}}{\eta_n}$$

De même, on définit un rendement mécanique η_m pour tenir compte des différentes pertes par frottement dans le compresseur, le travail sur l'arbre du compresseur, pour l'unité de masse de fluide comprimé, est donnée par l'expression suivante :

$$W_a = \frac{W_r}{\eta_m}$$

III. 12. Comparaison du travail consommé au cours des différentes évolutions

Comparons le rapport entre le travail massique poly tropique W'_n et le travail massique isotherme W' .

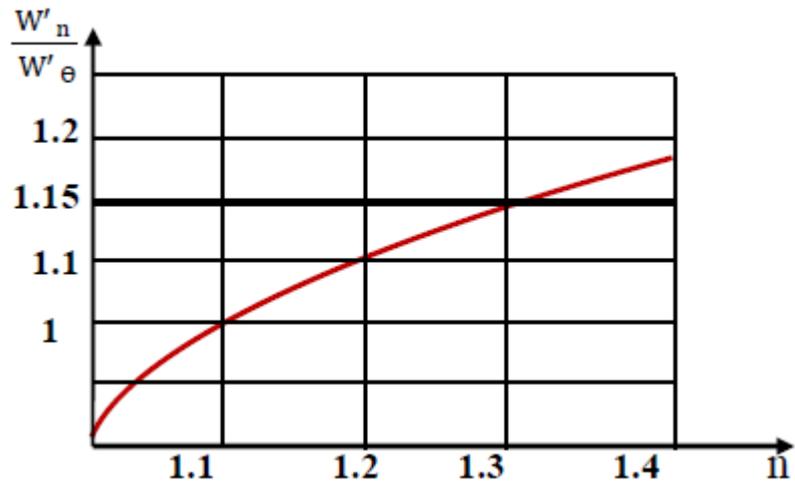


Figure 21 : Comparaison du travail massique

III. 13. Caractéristiques géométrique du compresseur

III. 13.1 Surface du piston

(Côté piston) :
$$F = \frac{\pi D^2}{4}$$

(Côté tige) :
$$F' = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

III. 13.2 Volume d'une course du piston

(Côté piston) :
$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S$$

(Côté tige) :
$$V_h' = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} S$$

Cylindrée

C'est le volume des cylindres entre les points morts bas et points morts hauts des Pistons.

Avec :
$$C = \frac{\pi D^2}{4} . S . N$$

D: Diamètre du cylindre.

C: La course du piston.

N: Le nombre de cylindres du compresseur.

S: La cylindrée du compresseur (unité de S.I en [m³]).

III. -13.3 Volume balayé

Il représente le volume balayé par les pistons pendant 1 heure.

$$\text{(Côté piston) : } V_b = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \cdot N \cdot \dot{n}$$

$$\text{(Côté tige) : } V_b' = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot S \cdot N \cdot \dot{n}$$

III. 13.4 Taux de compression

C'est le rapport entre la pression de refoulement et la pression d'aspiration, il peut nous indiquer les degrés d'usure des clapets et des segments.

$$\tau = \frac{P_2}{P_1}$$

III. 13.5. Rendement volumétrique

La présence d'un espace nuisible dans le compresseur provoque un retard à l'aspiration (Détente des vapeurs haute pression contenue dans le cylindre après la compression), le rapport de volume réellement aspiré par rapport au volume que le compresseur pourrait aspirer s'il n'y avait pas d'espace nuisible est appelé rendement volumétrique.

$$\eta_V = 1 - a \left(\tau^{\frac{1}{n}} - 1 \right)$$

Avec :

ρ : Volume relatif à l'espace nuisible.

III-13-6 Débit volumique aspiré

C'est le volume réellement aspiré et mis en mouvement par le compresseur.

Simple effet :

$$V_{as} = \text{Volume balayé} \times \eta_v$$

$$V_{as} = \frac{\pi D^2}{4} \times S \times N \times \frac{\dot{n}}{60} \times \eta_v$$

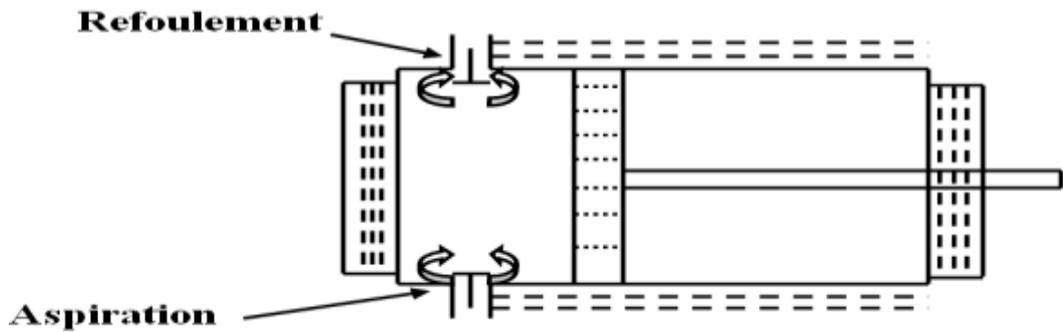


Figure 22 : Piston à simple effet.

$$V_{as}' = (F + F - f) \times S \times N \times \frac{\dot{n}}{60} \times \eta_v$$

Double effet :

$$V_{as}' = (2F - f) \times S \times N \times \frac{\dot{n}}{60} \times \eta_v$$

Avec :

\dot{n} : vitesse de rotation

S : Surface du piston.

Unités du SI : m^3/s Unités utilisées dans l'industrie : m^3/h

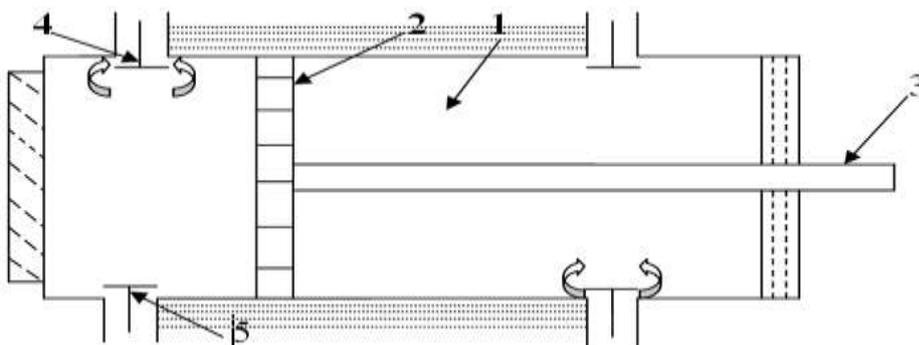


Figure 23: Piston à double effet.

1. Cylindre, 2. Piston, 3. Tige du piston, 4. Soupape de refoulement, 5. Soupape d'aspiration

III. -13-7 Débit massique

C'est la masse de fluide réellement mis en mouvement par le compresseur.

$$Q_m = \frac{P_a \cdot Q_v}{r T_a}$$

Avec :

Q_v : Débit volumique horaire [m³/h].

P : La pression d'aspiration [P_a].

Unités du SI : Kg.s. Unités utilisées dans l'industrie : Kg.S

III. 13.8 Pression moyenne indiquée (P)

C'est la pression moyenne qui aurait régné dans le cylindre pendant un tour de l'arbre. Elle est déduite du diagramme de fonctionnement du compresseur.

III. 13.9 Travail indiqué

C'est le travail du piston pour faire passer l'air comprimé d'une pression initiale à une pression finale.

$$W_i = P_{mi} \cdot V_h$$

(Côté piston) :

$$W_i = P_{mi} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S$$

(Côté tige) :

III. 13.10. Puissance indiquée du compresseur

C'est la puissance transmise par le piston aux gaz à l'intérieur du cylindre.

$$\dot{W}_i = P_{mi} \cdot V_h \cdot \frac{\dot{n}}{60} \cdot N$$

III. 13.11 Rendement indiqué η_i

Ce rendement caractérise la compression réelle du fluide par rapport à la compression Théorique.

$$\eta_i = 0.6 \dots 0.75 \text{ Rendement indiqué du compresseur}$$

III. 13.12 Rendement mécanique η_M

C'est le rapport de la puissance indiquée à la puissance effective fournie sur l'arbre du compresseur.

$$\eta_M = 0.85 \dots 0.95 : \text{Rendement mécanique du compresseur.}$$

III. -13-13 Rendement effectif du compresseur η_{eff}

$$\eta_{eff} = \eta_i \times \eta_M \text{ (III.30)}$$

III. -13-14 Puissance effective du compresseur

C'est la puissance consommée à l'arbre du compresseur, elle est supérieure à la puissance indiquée par les pertes mécaniques.

$$\dot{W}_e = \frac{\dot{W}_i}{\eta_M}$$

W_e : Puissance effective en [W].

III. -14 Cycle théorique d'un compresseur à pistons

L'étude théorique est basée sur les hypothèses suivantes :

- ❖ Espace mort (l'espace résiduel entre le PMH et le fond du cylindre) est nul.
- ❖ Les pertes thermiques sont nulles.

Le cycle de travail par tour dans un cylindre de compresseur passe successivement par les phases suivantes :

1ere phase : Aspiration

Elle se fait à la pression atmosphérique P_1 , pendant laquelle le volume augmente de 0 à V_1 , l'admission de l'air dans le cycle se fait par clapet qui s'ouvre sous l'effet de la différence de pression entre l'intérieur du cylindre et l'extérieur.

2eme phase : Compression

L'élévation de la pression de l'air dans le cylindre de P_1 à P_2 , engendré par la diminution du volume occupé par l'air de V_1 à V_2 est dite compression. Pendant cette phase de compression, les clapets se ferment

3eme phase : Refoulement

A la fin de compression P_2 , V_2 , le clapet de refoulement s'ouvre et l'air sera traversé à l'extérieur. Pendant le refoulement le volume passe de V_2 à 0.

4eme phase : Détente

A la fin du refoulement, la pression diminue de P_2 jusqu'à P_1 .

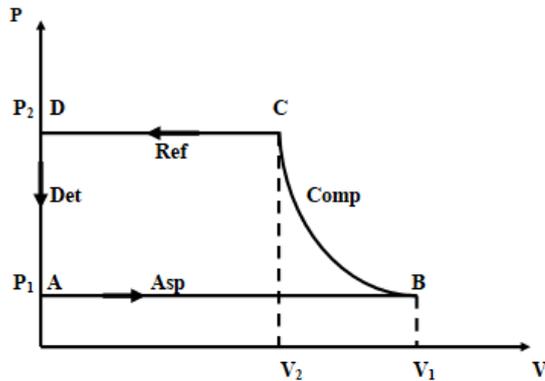


Figure 24 : Cycle théorique d'un compresseur à pistons

III. 15. Cycle réel d'un compresseur à pistons

Le cycle réel du compresseur se diffère du cycle théorique pour les raisons suivantes :

- ❖ L'existence de l'espace nuisible (volume mort) le volume des gaz au-dessus du piston au PMH
- ❖ Pertes de charges au cours de l'aspiration et au refoulement
- ❖ Fuites de gaz par les étanchéités
- ❖ Echange complexe de chaleur entre le gaz et les pièces du compresseur

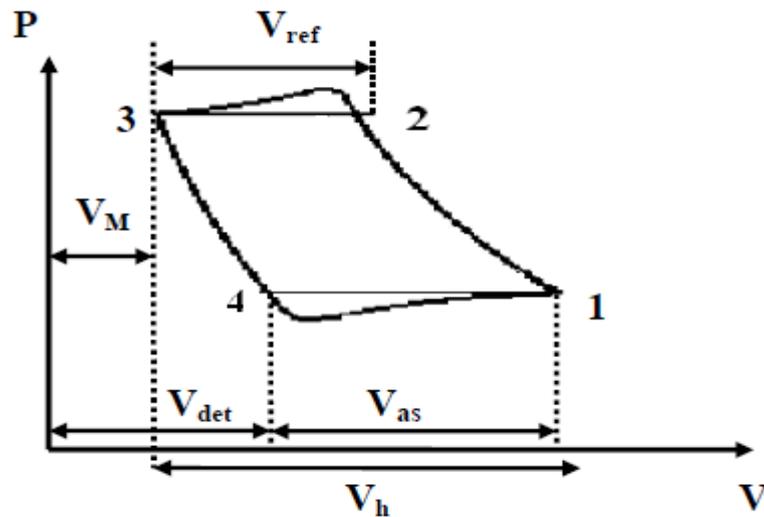


Figure 25 : Cycle réel d'un compresseur à pistons

III. 16. Compresseur tri étagé [15]

Les compresseurs à plus de deux étages sont utilisés pour la charge des réservoirs de démarrages des moteurs ou des bouteilles d'air comprimé. Le compresseur tri étagé est utilisé pour une pression de refoulement de 25 à 200 bars.

La recherche du meilleur rendement conduit à choisir un même taux de compression dans chaque cylindre. En effet pour un compresseur tri étagé la pression initiale P_1 et la pression finale P_4 sont fixées, mais le choix des pressions intermédiaire P_2 et P_3 est libre, d'autre part, si nous admettons que grâce aux refroidisseurs les températures d'entrées d'air sont les mêmes pour les trois étages, nous pouvons écrire pour les travaux W_1, W_2, W_3 par joule dans chaque étage.

III. -17 Travail théorique du compresseur

III. -17-1 Travail théorique du 1er étage

$$W_{th1} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} r T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

III. -17-2 Travail théorique du 2eme étage

$$W_{th2} = \frac{n}{n-1} r T_3 \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

III. -17-3 Travail théorique du 3eme étage

$$W_{th3} = \frac{n}{n-1} r T_5 \left[\left(\frac{P_6}{P_5} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

III. -17-4 Travail théorique global

$$W_{th.g} = W_{th1} + W_{th2} + W_{th3}$$

III. -17-5 Travail réel du compresseur

$$W_r = \frac{W_{th.g}}{\eta_{eff}}$$

III. -18 Puissance du compresseur

$$W = Q_m \times W_r \text{ (III. 37)}$$

III. -19 Quantité de chaleur cédée dans chaque étage

$$Q_c = Q_m \cdot C_v \frac{n-\gamma}{n-1} (T_2 - T_1)$$

III. -20 Quantité de chaleur cédée dans chaque réfrigérateur par le Refroidissement isobare

$$Q_{ech} = C_{Pm} T_2 - T_1$$

III. -21 Surface d'échange du réfrigérateur (échangeur)

$$S_{réf} = \frac{Q_{ech}}{h \cdot \Delta T_{LM}}$$

h : Coefficient d'échange global [W m² . K]

III. 22 Compression poly tropique dans un compresseur à trois étages.

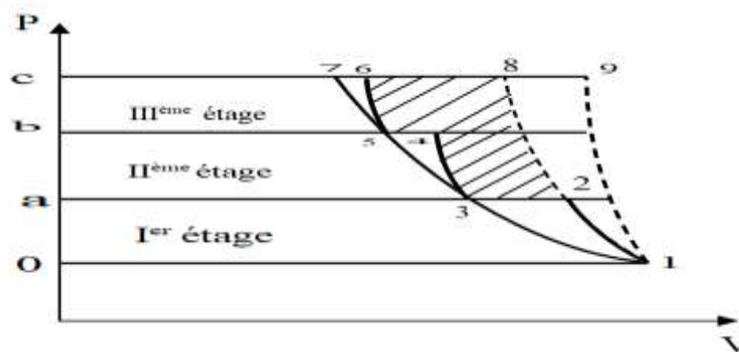


Figure 26 : Diagramme dynamique d'une compression poly tropique dans un compresseur à 3 étages.

(0- 1-2-a) : Aspiration, la compression et le refoulement dans le 1^{er} réfrigérateur sous une Pression P_{II}.

(a-3) : Aspiration dans le cylindre du 2^{eme} étage.

(2-3) : Diminution du volume, $\Delta V = V_2 - V_3$ suite au refroidissement isobare dans le 1^{er} Réfrigérateur.

(3-4) : Compression dans le cylindre du 2^{eme} étage sous une augmentation de pression de P_{II} à P_{III}.

(4-b) : Refoulement dans le 2^{eme} réfrigérateur sous une pression P_{III}.

(b-5) : Aspiration dans le cylindre du 3^{eme} étage.

(4-5) : Diminution du volume $\Delta V = V_4 - V_5$ suite au refroidissement dans le 2^{eme} réfrigérateur.

(5-6-c) : Compression et refoulement dans le cylindre du 3^{eme} étage vers le réservoir de haute Pression.

(1-3-5-7) : Représente la compression iso thermique d'un seul étage

(1-2-8) : Représente la compression poly tropique sous $n < \gamma$

(234682) : Représente le travail gagné dans le compresseur multi étage.

III. 23 Répartition de chute de pression entre les étages du compresseur

Au cours du dimensionnement des compresseurs :

1) Dans les réfrigérateurs, le refroidissement du gaz est soumis à une seule température égale à la température d'entrée T_1

En déduit : $T_1 = T_2 = T_5$

2) Le rapport de pression dans tous les étages est souvent pris égal à une seule valeur.

C'est-à-dire :

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_6}{P_5} = x$$

En cas d'égalité des températures initiales et les exposants poly tropiques, les Températures finales doivent être égales c'est-à-dire : $T_2 = T_4 = T_6$

De cela on déduit :

$$\frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{P_4}{P_3} \cdot \frac{P_6}{P_5} = x^3 = x^3 \text{ comme } P_2 = P_3 \text{ et } P_4 = P_5$$

Pour Z étage :

$$x = \sqrt[Z]{\frac{P_{ref}}{P_{asp}}} x^3 = \frac{P_6}{P_1} x = \sqrt[3]{\frac{P_6}{P_1}}$$

III. -24 Détermination des volumes d'un compresseur à plusieurs étages

$$P_2 = P_1 \cdot x$$

$$P_4 = x. P_3 = x. P_2 = x \quad xP_1 = x^2P_1$$

$$P_6 = xP_5 = xP_4 = x^3P_1$$

D'après le schéma on a : $P_1V_1 = P_3V_3 = P_5V_5$

$$V_3 = V_1 \frac{P_1}{P_3} = V_1 \frac{P_1}{P_2} = \frac{V_1}{x}$$

$$V_5 = V_3 \frac{P_3}{P_5} = V_3 \frac{P_3}{P_4} = \frac{V_1}{x} \frac{1}{x} = \frac{V_1}{x^2}$$

Le volume des étages diminue suivant une suite géométrique.

III. - Conclusion

L'étude énergétique du présent chapitre nous a permis de définir les différentes Caractéristiques géométriques, mécaniques et qualitatives du compresseur qui vont servir aux Calculs thermodynamiques.

1er étage	
Pression d'aspiration ; en [bar]	$P_a = 1.013$
Pression de refoulement ; en [bar]	$P_r = 3.4$
Température d'aspiration ; en [K]	$T_a = 303$
Température de refoulement ; en [K]	$T_r = 423$
2er étage	
Pression d'aspiration ; en [bar]	$P_a = 3.4$
Pression de refoulement ; en [bar]	$P_r = 12.00$
Température d'aspiration ; en [K]	$T_a = 313$
Température de refoulement ; en [K]	$T_r = 443$
3er étage	
Pression d'aspiration ; en [bar]	$P_a = 12.00$
Pression de refoulement ; en [bar]	$P_r = 42$
Température d'aspiration ; en [K]	$T_a = 313$
Température de refoulement ; en [K]	$T_r = 449$

Le calcul thermodynamique du compresseur à pistons est effectué pour une approche afin de vérifier les paramètres thermodynamiques du compresseur en service (tempo 2350). La vérification des paramètres et des caractéristiques permet de justifier le choix de compresseur pour des conditions d'un procédé technologique.

III. -25 Paramètres de fonctionnement

Paramètres de fonctionnement du compresseur

1^{er} étage

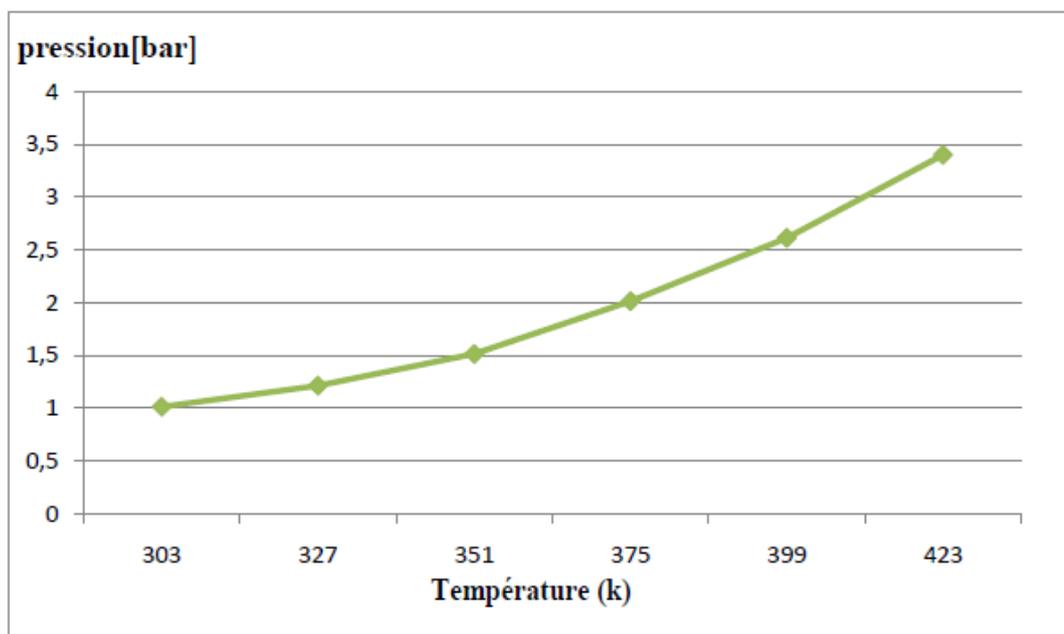


Figure 27 ; Variation de la pression en fonction de la température du 1^{er} étage.

2^{er} étage

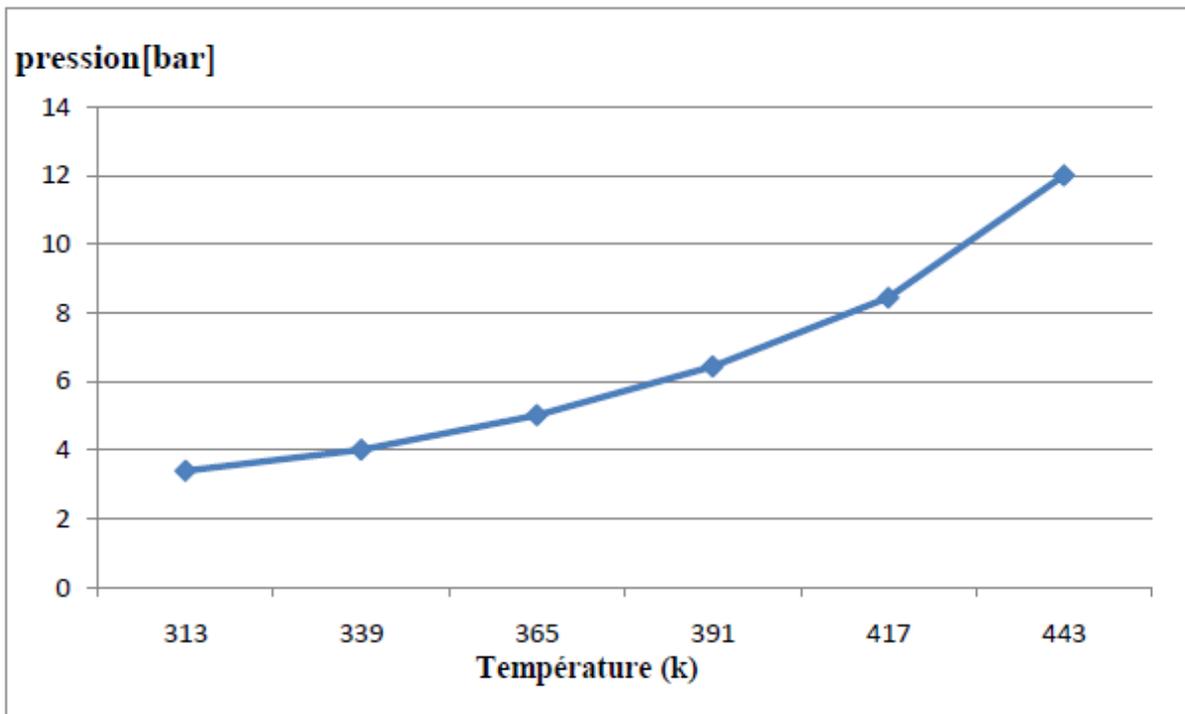


Figure 28 Variation de la pression en fonction de la température du 2eme étage.

3^{eme} étage

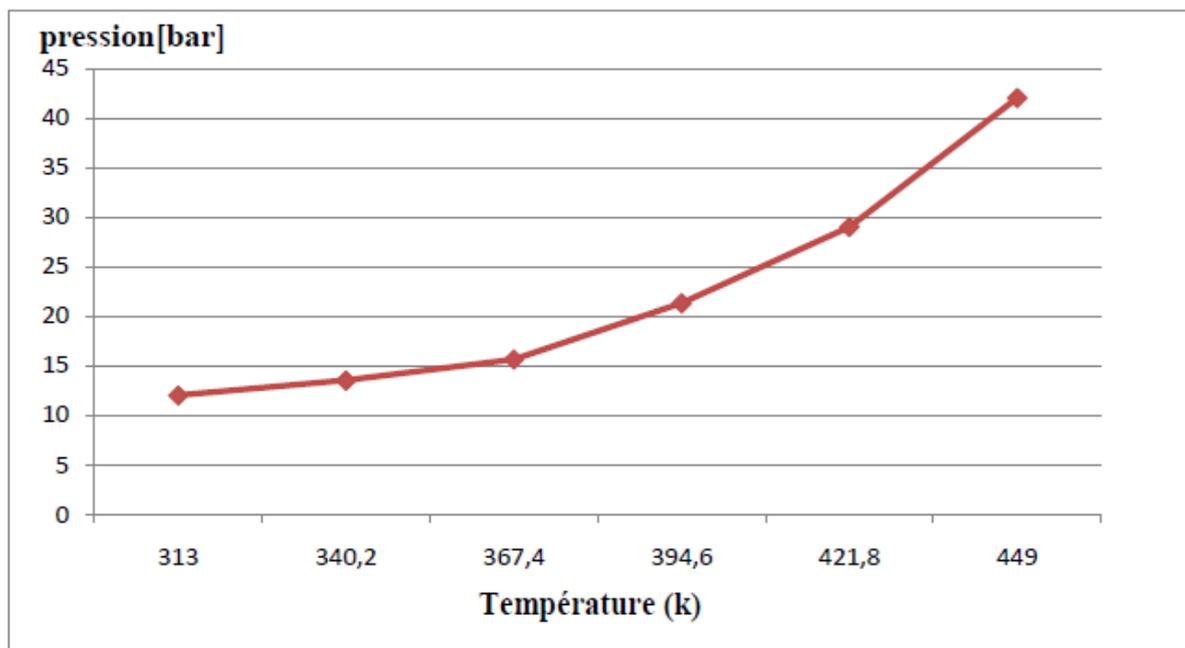


Figure 29 : Variation de la pression en fonction de la température du

4^{eme} étage.

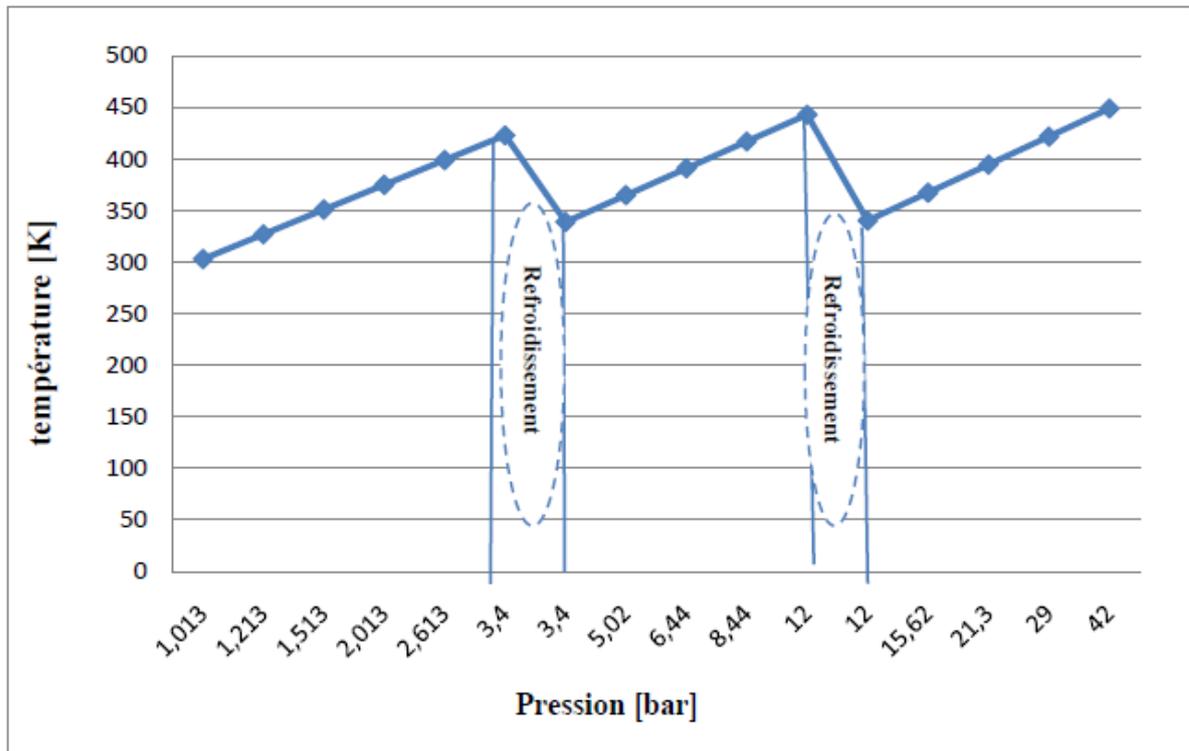


Figure 30 : Variation de la pression en fonction de la température du compresseur.

III. 26 Interprétation des résultats

Nous remarquons que la température augmente durant la 1^{ere} phase de compression de 303K Jusqu'à 423K et cela est dû à l'augmentation de pression de 1.013bar jusqu'à 3.4bar dans le **1er étage**

Cette température diminue après le refoulement du 1er étage jusqu'à 313k, cette Diminution est obtenue par un refroidissement sans pour étant diminué la pression. On remarque que la température durant la 2eme phase de compression augmente de 313K jusqu'à 443K et cela est dû à une augmentation de pression d'une valeur de 3.4 bar jusqu'à 12 bar dans

2er étage

Cette température diminue après le refoulement du 2eme étage jusqu'à 313k. Cette baisse de température et obtenue par un refroidissement isobare par l'intermédiaire d'un échangeur de Chaleur.

Dans le dernier étage on remarque que la température augmente une autre fois pour atteindre une valeur de 449K et cela est dû à une augmentation de pression dans le 3eme étage de 12 *bar* à une pression maximale de 42 *bar*.

III. -27 Données techniques du compresseur

Les données techniques du compresseur à pistons (Tempo 2350) qui vont servir aux calculs ont été tirées directement de la fiche technique. Ces données sont illustrées dans le tableau III.

Tableau 2 Données techniques du compresseur

Les données	L'unité	valeur
Diamètre du 1 ^{er} piston	[m]	0.5
Diamètre du 2 ^{eme} piston	[m]	0.275
Diamètre du 3 ^{eme} piston	[m]	0.150
Diamètre de la tige du piston	[m]	0.055
La course du piston	[m]	0.135
Vitesse de rotation	[tr/mn]	750
Espace nuisible	/	0.11

III-2 Calcul des caractéristiques du compresseur [16]

III. -27-1 Surface du piston

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.14) et (III.15)

1^{er} étage

(Côté piston) : $F_1 = \frac{3.14 \times 0.5^2}{4} = 0.196 \text{ m}^2$

(Côté tige) :

$$F'_1 = \frac{3.14(0.5^2 - 0.055^2)}{4} = 0.194 \text{ m}^2$$

2^{eme} étage

(Côté piston) : $F_2 = \frac{3.14 \times 0.275^2}{4} = 0.059 \text{ m}^2$

$$F'_2 = \frac{3.14(0.275^2 - 0.055^2)}{4} = 0.057 \text{ m}^2$$

(Côté tige) :

3^{eme} étage

$$F_3 = \frac{3.14 \times 0.150^2}{4} = 0.018 \text{ m}^2$$

(Côté piston) :

(Côté tige) : $F'_3 = \frac{3.14(0.150^2 - 0.055^2)}{4} = 0.015 \text{ m}^2$

III. -27-2 Volume d'une course du piston

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.16) et (III.17)

1^{er} étage

$$V_{h1} = \frac{3.14 \times 0.5^2}{4} \times 0.135 = 0.0265 \text{ m}^3$$

(Côté piston) :

(Côté tige) : $V'_{h1} = \frac{3.14(0.5^2 - 0.055^2)}{4} \times 0.135 = 0.0262 \text{ m}^3$

2^{eme} étage

(Côté piston) : $V_{h2} = \frac{3.14 \times 0.275^2}{4} \times 0.135 = 0.008 \text{ m}^3$

(Côté tige) : $V'_{h2} = \frac{3.14(0.275^2 - 0.055^2)}{4} \times 0.135 = 0.00769 \text{ m}^3$

3^{eme} étage

$$V_{h3} = \frac{3.14 \times 0.150^2}{4} \times 0.135 = 0.00238 \text{ m}^3$$

(Côté piston) :

$$(Côté tige) : V'_{h3} = \frac{3.14(0.150^2 - 0.055^2)}{4} \times 0.135 = 0.00206m^3$$

III. -27-3 Volume balayé (débit théorique)

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.19) et (III.20)

1er étage

$$(Côté piston) : V_{b1} = \frac{3.14 \times 0.5^2}{4} \times 0.135 \times 1 \times \frac{750}{60} = 0.331 m^3/s$$

$$(Côté tige) : V'_{b1} = \frac{3.14(0.5^2 - 0.055^2)}{4} \times 0.135 \times 1 \times \frac{750}{60} = 0.327 m^3/s$$

2eme étage

$$(Côté piston) : V_{b2} = \frac{3.14 \times 0.275^2}{4} \times 0.135 \times 1 \times \frac{750}{60} = 0.1 m^3/s$$

$$(Côté tige) : V'_{b2} = \frac{3.14(0.275^2 - 0.055^2)}{4} \times 0.135 \times 1 \times \frac{750}{60} = 0.096 m^3/s$$

$$3eme étage \quad V_{b3} = \frac{3.14 \times 0.150^2}{4} \times 0.135 \times 1 \times \frac{750}{60} = 0.0298 m^3/s$$

(Côté piston) :

$$(Côté tige) : V'_{b3} = \frac{3.14(0.150^2 - 0.055^2)}{4} \times 0.135 \times 1 \times \frac{750}{60} = 0.0257 m^3/s$$

III. -27-4 Taux de compression

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.21)

$$\tau = \frac{3.4}{1.013} = 3.36$$

III. -27-5 Rendement volumétrique

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.22)

$$\eta_V = 1 - 0.11 \left(3.36^{\left(\frac{1}{1.3}\right)} - 1 \right) = 0.83$$

III. -27 -6 Débit volumique aspiré

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.25)

1^{er} étage $V_{as1} = (2 \times 0.196 - 0.00237) \times 0.135 \times \frac{750}{60} \times 0.83 = 0.546 \text{ m}^3/\text{s}$

2^{eme} étage $V_{as2} = (2 \times 0.059 - 0.00237) \times 0.135 \times \frac{750}{60} \times 0.83 = 0.162 \text{ m}^3/\text{s}$

3^{eme} étage $V_{as3} = (2 \times 0.018 - 0.00237) \times 0.135 \times \frac{750}{60} \times 0.83 = 0.047 \text{ m}^3/\text{s}$

Tableau.3 :Résultats des calculs des caractéristiques du compresseur

Caractéristiques géométriques	1 ^{er} étage		2 ^{eme} étage		3 ^{eme} étage	
	Côté piston	Côté tige	Côté piston	Côté tige	Côté piston	Côté tige
Surface [m ²]	0.196	0.194	0.059	0.057	0.018	0.015
Volume d'une course du piston [m ³]	0.0265	0.0262	0.008	0.00769	0.00238	0.00206
Le volume balayé (théorique) [m ³ /s]	0.331	0.327	0.1	0.096	0.0298	0.0257
Le débit volumique aspiré [m ³ /s]	0.546		0.162		0.047	

III. -28 Application :

L'étude réelle pour une compression tri étagée sera faite sur le compresseur à pistons série Tempo 2350.

Pour une vitesse de rotation de 750 tr/min, un rendement mécanique $\eta_M = 0.91$ et un Rendement indiqué $\eta_i = 0.75$ le compresseur délivre de l'air comprimé à une pression maximale

De 42 bar avec un débit volumique de 1850 m³/h.

Les pressions et les températures intermédiaires sont illustrées dans le tableau (III.1)

III. -28-1 Calcul du travail théorique de chaque étage du compresseur

Comme le compresseur dispose d'un échangeur de chaleur qui assure son refroidissement, la Transformation associée à la compression de l'air est une transformation poly tropique et pour un

Compresseur bien refroidi on prend $n = 1.3$

: Coefficient poly tropique.

III-28-1-1 Détermination de la constante d'air

$$r = \frac{R}{M} = \frac{8.314}{29 \times 10^{-3}} = 286.7 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

III-28-1-2 Calcul du travail théorique du 1er étage

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.32)

$$W_{th1} = \frac{1.3}{1.3 - 1} \times 286.7 \times 303 \left[\left(\frac{3.4}{1.013} \right)^{\frac{1.3}{1.3 - 1}} - 1 \right] = 121.351 \text{ KJ/kg}$$

III-28-1-3 Calcul du travail théorique du 2eme étage

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.33)

$$W_{th2} = \frac{1.3}{1.3 - 1} \times 286.7 \times 313 \left[\left(\frac{12}{3.4} \right)^{\frac{0.3}{1.3}} - 1 \right] = 131.359 \text{ KJ}/k_g$$

III-28-1-4 Calcul du travail théorique du 3eme étage

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.34)

$$W_{th3} = \frac{1.3}{1.3 - 1} \times 286.7 \times 313 \left[\left(\frac{42}{12} \right)^{\frac{0.3}{1.3}} - 1 \right] = 130.355 \text{ KJ}/k_g$$

III-28-1-5 Calcul du travail théorique global du compresseur

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.35)

$$W_{th.g} = 121.351 + 131.359 + 130.355 = 383.065 \text{ KJ}/k_g$$

III. -28-2 Calcul du rendement effectif

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.30)

$$\eta_{eff} = \eta_i \times \eta_M = 0.75 \times 0.91 = 0.68 \text{ (III. 29)}$$

III. -28-3 Calcul du travail réel de chaque étage du compresseur

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.36)

III-28-3-1 Calcul du travail réel du 1er étage

$$W_{r1} = \frac{121.351}{0.68} = 178.457 \text{ KJ}/k_g$$

III-28-3-2 Calcul du travail réel du 2eme étage

$$W_{r2} = \frac{131.359}{0.68} = 193.175 \text{ KJ}/k_g$$

III-28-3-3 Calcul du travail réel du 3eme étage

$$W_{r3} = \frac{130.355}{0.68} = 191.698 \text{ KJ/kg}$$

III-28-3-4 Calcul du travail réel global du compresseur

$$W_{r.g} = 178.457 + 193.175 + 191.698 = 563.33 \text{ KJ/kg}$$

III. -28-4 Calcul du débit massique

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.26)

$$Q_m = \frac{1.013 \times 10^5 \times 1850 / 3600}{286.7 \times 303} = 0.598 \text{ kg/s}$$

III. -28-5 Calcul de la puissance de chaque étage du compresseur

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.37)

III-28-5-1 Calcul de la puissance au 1er étage

$$w_1 = Q_m \times W_{r1}$$

$$w_1 = 0.598 \times 178.457 = 106.72 \text{ kW (III. 35)}$$

III-28-5-2 Calcul de la puissance au 2eme étage

$$w_2 = Q_m \times W_{r2}$$

$$w_2 = 0.598 \times 193.175 = 115.51 \text{ kW (III. 36)}$$

III-28-5-3 Calcul de la puissance au 3eme étage

$$w_3 = Q_m \times W_{r3}$$

$$w_3 = 0.598 \times 191.698 = 114.63 \text{ kW (III. 37)}$$

III-28-5-4 Calcul de la puissance global du compresseur

$$w_g = w_1 + w_2 + w_3$$

$$w_g = 106.72 + 115.51 + 114.63 = 336.86 \text{ kW (III. 38)}$$

III. -28-6 Calcul de la puissance effective de chaque étage du compresseur

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.31)

III-28-6-1 Calcul de la puissance effective au 1er étage

$$\dot{w}_{e1} = \frac{\dot{w}_1}{\eta_M} = \frac{106.72}{0.91} = 117.27 \text{ kW}$$

III-28-6-2 Calcul de la puissance effective au 2eme étage

$$\dot{w}_{e2} = \frac{\dot{w}_2}{\eta_M} = \frac{115.51}{0.91} = 126.93 \text{ kW}$$

III-28-6-3 Calcul de la puissance effective au 3eme étage

$$\dot{w}_{e3} = \frac{\dot{w}_3}{\eta_M} = \frac{114.63}{0.91} = 125.96 \text{ kW}$$

III-28-6-4 Calcul de la puissance effective global du compresseur

$$w_{eg} = w_{e1} + w_{e2} + w_{e3}$$

$$w_{eg} = 117.27 + 126.93 + 125.96 = 370.16 \text{ kW (III. 42)}$$

Les résultats de calcul sont portés sur le tableau (III.4) :

Table4 : Résultats de calcul

Paramètres	1 ^{er} étage	2 ^{eme} étage	3 ^{eme} étage	Total
Travail théorique (KJ/Kg)	121.351	131.359	130.355	383.065
travail réel (KJ/Kg)	178.457	193.175	191.698	563.33
Puissance du compresseur (KW)	106.72	115.51	114.63	336.86
Puissance effective (KW)	117.27	126.93	125.96	370.16

Table5 : Comparaison des résultats thermodynamiques avec ceux du constructeur.

Paramètres	Calculs thermodynamique	Données du constructeur	Erreur %
La puissance du compresseur (KW)	336.86	335	0.55
La puissance effective du Compresseur (KW)	370.16	375	1.2

III. -29 Validation des résultats

A fin de permettre de valider nos calculs thermodynamiques, on a comparé nos résultats Avec ceux du constructeur du compresseur série (tempo 2350) tiré du tableau (II.1). Les écarts de calculs de la puissance du compresseur et la puissance effective par rapport au constructeur sont notamment faible, ces écarts sont dus aux différences des conditions de l'air comprimé (température, pression).

On constate que nos résultats sont en bonne concordance avec ceux du constructeur Comme l'indique le tableau (III.5), donc les résultats sont acceptables pour une étude estimative.

III. -30 Choix de la pompe de refroidissement**III. -30-1 Données techniques****Table6 : Données technique de la pompe.**

La vitesse de rotation [tr/min]	La hauteur de refoulement [m]	Température d'entrée (eau) à l'échangeur [K]	Température de sortie (eau) de l'échangeur [K]	Capacité calorifique massique De l'eau [KJ/Kg]	Le débit de la pompe [m ³ /h]	La puissance absorbée de la pompe [KW]	La masse volumique de l'eau [kg/m ³]
2900	31	298	306	4.2	15-30	3	1000

III. -31 Débit d'eau nécessaire pour le refroidissement du compresseur**III. -31-1 Détermination de la capacité calorifique volumique**

$$C_p - C_v = r \quad C_v = C_p - r \quad C_v = 1003.45 - 286.7 = 716.75 \text{ J/kg.K (III. 43)}$$

III. III-31-2 Calcul de la quantité de chaleur cédée par chaque cylindre

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.38)

III-31-2-1 Calcul de la quantité de chaleur cédée par le 1er cylindre

$$Q_{c1} = 2152.8 \times 716.75 \times \frac{1.3 - 1.4}{1.3 - 1} \times (423 - 313) = 56.58 \text{ MJ/h}$$

III-31-2-2 Calcul de la quantité de chaleur cédée par le 2eme cylindre

$$Q_{c2} = 2152.8 \times 716.75 \times \frac{1.3 - 1.4}{1.3 - 1} \times (443 - 313) = 66.86 \text{ MJ/h}$$

III-31-2-3 Calcul de la quantité de chaleur cédée par le 3eme cylindre

$$Q_{c3} = 2152.8 \times 716.75 \times \frac{1.3 - 1.4}{1.3 - 1} \times (449 - 313) = 69.95 \text{ MJ/h}$$

III-31-2-4 Quantité de chaleur globale cédée par les cylindres au système de Refroidissement

$$Q_{c.g} = Q_{c1} + Q_{c2} + Q_{c3}$$

$$Q_{c.g} = 56.58 + 66.86 + 69.95 = 193.39 \text{ MJ/h}$$

III -31-3 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir chaque cylindre

III-31-3-1 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir le 1er cylindre

$$G_{e.c1} = \frac{Q_{c1}}{C_E \times \Delta T_1} = \frac{56.58 \times 10^3}{4.2 \times (423 - 313)} = 122.46 \text{ kg/h}$$

III-31-3-2 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir le 2eme cylindre

$$G_{e.c2} = \frac{Q_{c2}}{C_E \times \Delta T_2}$$

$$G_{e.c2} = \frac{66.86 \times 10^3}{4.2 \times (443 - 313)} = 122.45 \text{ kg/h}$$

III-31-3-3 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir le 3eme cylindre

$$G_{e.c3} = \frac{Q_{c3}}{C_E \times \Delta T_3} = \frac{69.95 \times 10^3}{4.2 \times (449 - 313)} = 122.46 \text{ kg/h}$$

III-31-3-4 Débit d'eau nécessaire pour refroidir les cylindres

$$G_{e.cg} = G_{e.c1} + G_{e.c2} + G_{e.c3}$$

$$G_{e.cg} = 122.46 + 122.45 + 122.46 = 367.37 \text{ kg/h}$$

(III. 51)

III -31-4 Calcul de la quantité de chaleur cédée dans chaque réfrigérateur

En appliquant, la loi du chapitre précédent (III.39)

III-31-4-1 Calcul de la quantité de chaleur cédée dans le 1er réfrigérateur

$$Q_{\text{réf.1}} = 2152.8 \times 1003.45 \times 423 - 313 = 237.62 \text{ MJ/h} \quad (\text{III. 52})$$

III-31-4-2 Calcul de la quantité de chaleur cédée dans le 2eme réfrigérateur

$$Q_{\text{réf.2}} = 2152.8 \times 1003.45 \times 443 - 313 = 280.82 \text{ MJ/h} \quad (\text{III. 53})$$

III-31-4-3 Calcul de la quantité de chaleur cédée dans le 3eme réfrigérateur

$$Q_{\text{réf.3}} = 2152.8 \times 1003.45 \times 449 - 313 = 293.79 \text{ MJ/h} \quad (\text{III. 54})$$

III-31-4-4 Quantité de chaleur globale cédée dans les réfrigérateurs

$$Q_{\text{réf.g}} = Q_{\text{réf.1}} + Q_{\text{réf.2}} + Q_{\text{réf.3}}$$

$$Q_{\text{réf.g}} = 237.62 + 280.82 + 293.79 = 812.23 \text{ MJ/h} \quad (\text{III. 55})$$

III. -31-5 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans chaque

Réfrigérateur

III-31-5-1 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans le 1er réfrigérateur

$$G_{e.\text{réf.1}} =$$

$$Q_{\text{réf.1}}$$

$$C_E \times \Delta = 237.62 \times 10^3 \quad 4.2 \times 306 - 298 = 7072.02 \text{ kg/h} \quad (\text{III. 56})$$

III-31-5-2 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans le 2eme réfrigérateur

$$G_{e.\text{réf.2}} = \text{réf.2} \quad C_E \times \Delta T_{ea} = 280.82 \times 10^3 \quad 4.2 \times 306 - 298 = 8357.73 \text{ kg/h} \quad (\text{III. 57})$$

III-31-5-3 Calcul du débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans le 3eme réfrigérateur

$$G_{e.réf.3} = Q_{réf.3} \times \Delta T_{eau} = 293.79 \times 10^3 \times 4.2 \times 306 - 298 = 8743.75 \text{ kg/h} \quad (\text{III. 58})$$

III-31-5-4 Débit d'eau nécessaire pour refroidir l'air dans les réfrigérateurs

$$G_{e.réf.g} = G_{e.réf.1} + G_{e.réf.2} + G_{e.réf.3}$$

$$G_{e.réf.g} = 7072.02 + 8357.73 + 8743.75 = 24173.5 \text{ kg/h} \quad (\text{III. 59})$$

III. -31-6 Débit totale d'eau nécessaire pour le refroidissement du compresseur

$$G_{e.T} = G_{e.cg} + G_{e.réf.g}$$

$$G_{e.T} = 367.37 + 24173.5 = 24540.87 \text{ Kg/h} \quad (\text{III. 60})$$

$$G_{e.T} = \frac{24540.87}{3600} = 6.82 \text{ l/s} \quad (\text{III. 61})$$

III-32 Tableau récapitulatif de l'ensemble du compresseur

Table7 Tableau récapitulatif de l'ensemble du compresseur.

Compresseur			
Paramètres	Calculs	Constructeur	Erreur %
Puissance du compresseur (Kw)	336.86	335	0.55
Puissance effective du compresseur (Kw)	370.16	375	1.2
Pompe à eau			
Le débit de la pompe (m^3/h)	24.54	15-30	/
Puissance absorbée de la pompe (Kw)	3.04	3	1.3
la puissance du moteur d'entraînement (Kw)	3.8	4	5
Échangeur			
Nombres de tube (1 ^{er} échangeur)	75	75	/
Nombres de tube (2 ^{eme} échangeur)	79	79	/
Nombres de tube (3 ^{eme} échangeur)	81	81	/

III -32 Conclusion

Dans ce présent chapitre, notre travail s'est basé sur les relevés de valeurs à savoir, la Puissance du compresseur.

Les valeurs trouvées dans les différents calculs thermodynamique ont été comparées avec Celles du constructeur. On remarque que les résultats obtenus étaient satisfaisants, puisqu'ils avoisinent avec ceux fournis par la note du fournisseur, qui mène au bon fonctionnement de l'ensemble du compresseur.

Chapitre : IV
La Maintenance Périodique de

Chapitre : IV La Maintenance Périodique de Compresseurs

IV. .1. DEPOSE ET VERIFICATION DES COMPOSANTS :

Ne jamais effectuer la vérification d'aucun composant installé sur la ligne lorsque le compresseur est en marche. Toute vérification doit être faite avec le compresseur à l'arrêt.

Avant d'effectuer la dépose ou la vérification d'un instrument, d'une soupape, d'une cage de soupape et, en général, de n'importe quel composant installé sur compresseur :

1. Arrêter le compresseur.
2. Ferme la soupape manuelle en admission du compresseur en aval du réservoir de basse pression (seulement booster).
3. Fermer la soupape de refoulement en aval du condensation en amont du réservoir de basse pression.
4. Ouvrir toutes les sorties manuelles de condensation de tous les stades jusqu'à la sortie complète de l'air.
5. Vérifier aux manomètres que la pression est à zéro sur tous stades.

IV. 2.VERIFICATION DES INSTRUMENTS INSTALLENT SUR LES TUYAUX

SOUS PRESSION :

Avant d'effectuer la vérification de n'importe quel instrumente (manomètre, thermomètre, émetteur de pression , pressostat ,thermostat , etc...) vérifier que le tuyau sur lequel il est monté n'est pas sous pression .Si cela était , décharger l'air en suivant la indiquée au paragraphe précédent . Ne démonter /vérifier pour aucune raison l'instrument tant que vous n'avez pas la certitude absolue que le tuyau de l'instrument est absolument exempt de pression.

Observer les mêmes précautions lors de la dépose des bouchons et des raccords filetés en général.

IV. 3.CONTROLES ET MAINTENANCE FACILE ALA CHARGE DU CLIENT :

- I. à maintenance (ordinaire et extraordinaire) doit être normalement effectuée avec la machine à l'arrêt.

IV. .3.1 CONTROLES JOURNALIERS :

Pressions et températures du circuit de l'air

Fonctionnement correct des soupapes de sortie l'air de condensation et nettoyage éventuel

Pressions et températures du circuit de l'eau

Pression de l'air de l'instrument

Niveau d'huile

Pression et température de l'huile

Contrôle de tout bruit anormal

Contrôle général de l'installation (y compris le sécheur et le système de refroidissement).

IV. 3.2CONTROLES HEBDOMADAIRES :

Purge de l'air du circuit de l'eau des culasses.

Fuite des dispositifs de levage lève-soupapes.

IV. 3.3CONTROLES MENSUELS :

Contrôle / nettoyage du filtre à air (en fonction des conditions ambiantes, remplacement seulement lorsque cela est nécessaire mais au mois toutes les 8000 heures)

Contrôle roulement extérieur pour palier de vilebrequin prolongé

CONTROLES SEMESTRIELS :

Contrôle du bon fonctionnement des instruments (thermomètre, pressostat, flux stat, interrupteurs etc.).

Lubrification des roulements du moteur électrique (selon les spécifications du manuel du moteur électrique).

Contrôle général de l'installation (vérification du serrage correct des boulons et

et des composants installés sur l'équipement et vérification qu'aucun élément n'est desserré).

IV. 3.4 OPERATIONS ANNUELLES :

Vidange huile (la première fois 1000 heures)

Remplacement filtre refoulement huit (la première fois après 1000 heures)

Nettoyage surfaces internes bâti (la première fois après 1000 heures)

Nettoyage filtre aspiration huile (la première fois après 1000 heures)

Nettoyage filtre circuit eau (la première fois après 1000 heures)

Lavage et détartrage du circuit de l'eau (s'il a lieu)

Contrôle de la tension des courroies (la première fois 100 heures après le montage des nouvelles courroies)

Maintenance général du tableau électrique (selon les indications du manuel du constructeur) contenu dans " Tableau des contrôles périodiques "(Mettre toujours à jour le

Le présent manuel d'instructions (section 15) afin de garantir le fonctionnement

Correct du compresseur et de conserver la garantie de 5)

IV. 4 MALNTENANCE à LA CHARGE SERVICES APRES-VENTE **AGREES :**

Les opérations illustrées ci-dessous doivent impérativement être effectuées par

Des techniciens spécialisés .Veuillez contacter les services Après-Vente SIAD

Machine impianti aux adresses suivantes :

HEADQUARTERS SERVICE APRES-VENTE LOCAL

SIAD Machine Impianti

Via Canovine 2/4

BERGAMO

ITALY

t.+39 035 327 611

f.+39 035 318 474

E.mail:stefano.amos@siadmi.com

www.siadmi.com

IV. 4.1 TOUTS LES 4000 HEURES :

Nettoyage des soupapes du compresseur (au moins une fois par an)

Vérification du fonctionnement des groupes lève-soupapes (au moins une fois par an)

Révision des soupapes du compresseur

Remplacement des bagues d'étanchéité du piston second et troisième stade

Remplacement des bagues d'étanchéité de la tige second et troisième stade

Vérification visuelle et dimensionnelle des pièces démontées

Vérification de la tension des courroies (au moins une fois par an)

Vérification du serrage de la couronne de blocage de la tige (au moins une fois par an)

Vérification du serrage des bouchons du piston

Vérification roulement palier extérieur

IV. 4.2 TOUTES LES 8000 HEURES :

Remplacement du segment racleurs d'huile

Remplacement des bagues d'étanchéité du piston premier stade

Remplacement des bagues d'étanchéité de la tige premier stage

Vérification et remplacement, s'il a lieu, des courroies du moteur

Remplacement du filtre d'aspiration de l'air

IV. 4.3 TOUS LES 2 ANS :

Maintenance du groupe accessoire (sécheur et système de refroidissement)

IV. 4.4 TOUS LES 3 ANS :

Remplacement de l'élément d'étanchéité mécanique (s'il a lieu)

Vérification des jeux du groupe des manivelles

Vérification des dimensions et remplacement (s'il y a lieu) des chemises, des tiges et des pistons

IV. 4.5 TOUTES LES 40000 HEURES :

Révision du groupe des manivelles

Etant donné que les conditions opérationnelles de fonctionnement peuvent être considérablement différentes d'une installation à l'autre, nous vous conseillons les périodicités de maintenance proposées selon ce que vous constatez à chaque fois lors des inspections et des maintenances. N'oubliez pas que la maintenance programmée ne comprend pas complètement toutes les exigences de maintenance. Si une anomalie est constatée lors de la maintenance, celle-ci sera communiquée au client afin d'établir avec lui les modalités d'intervention

IV. 4.6 IMMOBILISATION PROLONGEE DU COMPRESSUR :

Si la machine demeure inutilisée pendant une longue période, il est nécessaire de la faire tourner quelques minutes tous les jours de manière à :

- Conserver un voile d'huile sur les surfaces ;
- Vérifier le bon état d'efficacité des parties afin que les réparations éventuelles puissent être effectuées durant les périodes de non utilisation de la machine.

Voir les instructions de stockage et de conservation.

IV. 4.7 DETARTRAGE DU CIRCUIT DE L'EAU DE REFROIDISSEMENT :

En cas d'emploi d'une eau dure, il faudra détartre périodiquement le circuit de refroidissement en suivant la marche ci-dessous :

1. _ faire circuler au moyen de la pompe pendant 2 heures une solution à 5% de HCl (acide chlorhydrique ou muriatique) à 40-50 °C.
2. – faire circuler pendant environ 2 heures une solution à 5% de NaOH (soude caustique) à la température ambiante.
3. _ Rincer avec de l'eau propre, de manière à ne pas laisser de traces d'acide.

N.B. Les fluides doivent être conservés en mouvement pour éviter l'effet « PILE » avec les plaques de tubes.

Dans l'alternative, utiliser le produit P3 SAXIN M (HENKEL CHIMICA S .P.A).

IV. 5.MANUEL D'USAGE ET DE MAINTENANCE POUR LE SYSTEME DE CONTROLE DES TABLEAUX PET TOUCHSCREEN :

IV. 5.1 COMMANDE – REGLAGE :

sont équipés d'un PLC "BS"et "TEMPS"Tous les compresseurs Siad Machine Imparti des séries ABB Séries 40.

IV. 5.2 NOTE IMPORTANTE AVEC LE BRANCHMENTE :

Tous les PLC sont équipés d'une batterie interne qui consent de conserver mémorisés les paramètres, même lorsque le tableau n'est plus alimenté .lorsque le tableau n'est pas alimenté, cette batterie a une autonomie de 21 jours et , pour la recharger complètement ,le tableau doit être maintenu sous tension pendant 12 heures .

Pour cela, après l'expédition du compresseur et de tout façon chaque fois que le groupe de compression est immobilisé pendant plus de 21 jours, certains paramètres de fonctionnement pourraient être perdus et il faudra les entre à nouveau avant la mise en route du groupe de compression.

Nous vous prions de suivre la procédure décrite dans le Menu de maintenance Siad Machine Impuni, entre correctementles paramètres.

Les Valeur des paramètres indiquées sont les valeurs standard. Lors de la première mise en route, pour des motifs d'installation et/ou de production, certains de ces paramètres pourront être modifiés selon les exigences.

IV. 5.3 AVANT LA MISE EN ROUTE :

1-Tourner le sectionneur du tableau de manière à fournir la puissance.

2- Déverrouiller le bouton d'urgence à clé.

Appuyer sur l'interrupteur de stp d'urgence le déclencher et couper la tension pilote. Tous les afficheurs s'éteignent et le compresseur est immédiatement coupé. Après avoir éliminé la cause de

la panne. Débloquer la touche en tournant d'un quart de tour dans le sens des aiguilles d'une montre.

IV. .5.3.1 MISE EN ROUTE DU COMPRESSUR LOCAL :

Le compresseur peut être mis en route en appuyant sur le bouton de START au tableau.

La sirène d'alarme générique retentit pendant 6 secondes en signalant la mise en route du compresseur.

La première unité à mettre en route est la pompe de pré lubrification (si présent). 20 secondes après l'entrée en fonction de la pompe, le moteur du compresseur se met en route automatiquement.

Dix secondes après la mise en fonction du compresseur, la pompe de pré lubrification s'arrête en automatique.

Le compresseur démarre d'abord pendant 60 à vide .l'état successif dépendra ensuite de la sélection hardware/software de vide/chargé (fournie en option).

Suivre la marche ci-dessous :

En sélectionnant compresseur chargé. Le compresseur opère à 100% de sa capacité et une indication de cette sélection s'affiche au panneau.

Le compresseur est chargé lorsque les trois/deux électrovannes normalement ouvertes, montée sur le circuit de l'air, sont toutes les trois /deux excitées.

Lorsque le compresseur atteint la valeur la plus haute du point de réglage du capteur PT108, le compresseur se remet immédiatement à vide.

A l'obtention de la valeur la plus basse du PT108, le compresseur redémarre en automatique.

Au cas où la valeur la plus basse ne serait pas atteinte dans les 5 minutes. Le compresseur s'arrête en automatique.

Si on sélectionne **compresseur à vide**. Le compresseur continu à tourner à vide indication de cette sélection s'affiche au panneau.

Le compresseur est à vide lorsque trois/deux des électrovannes normalement ouvertes, montées sur le circuit de l'air, sont toutes les trois/deux désexcitées.

Si on sélectionne **compresseur al 50%**, le programme du PLC donne l'ordre de changer effets toutes les X secondes (temps programmable) afin de maintenir des températures de fonctionnement optimales. Pour ce faire, intervenir sur les deux électrovannes opportunément reliées au lève-soupape du compresseur.

Si durant le fonctionnement normal du compresseur, la pression l'huile descend sous le set point de très basse pression de l'huile).la pompe auxiliaire (si présente) redémarre automatiquement, afin de maintenir la pression du circuit à environ 5 bars g.

Pour arrêter le progiciel, appuyer sur le bouton de STOP ou sur le bouton d'URGENCE.

NOTE

Les signaux de basse/très basse à pression de l'huile sont inhibés pendant environ 15 sec. au démarrage de manière à permettre au circuit d'aller sous pression.

Signaux d'échange avec le tableau compresseur :

- Disjoncteur thermique compresseur Panne analogique
- Disjoncteur thermique pompe à huile
- panne sécheur
- panne tour d'évaporation
- Disjoncteur thermique pompe à eau

Afin de graisser le roulement, utiliser de la graisse type MOBILUX EP3. Le tableau ci-joint montre la quantité de graisse et les intervalles de remplissage.

Table 8.la quantité de graisse et les intervalles de remplissage

Hauteur de l'axe de l'arbre	Numéro des pôles	Roulement avant		Roulement arrière		Quantité maximum de graisse ajoutée
		Quantité de graisse[g]	Intervalle de remplissage de la graisse[h]	Quantité de graisse [g]	Intervalle de remplissage de la graisse [h]	
315	4	50	2500	50	2500	8
	6÷8	50	5000	50	5000	
355	4	60	2000	60	2000	8
	6÷8	60	4500	60	4500	

Remplacer entièrement la graisse au cours de l'inspection général, après avoir éliminée complètement la graisse qu'il n'est plus possible d'utiliser et lave le roulement avec de l'essence ou

du Kérosène .Avant de les assembler à nouveau, laisser évaporer les résidus d'essence ou de kérosène et sécher les roulements.

Verser la nouvelle graisse au niveau des roulements, et précisément jusqu'à 2/3 du chapeau du roulement interne. Ne jamais verser de la graisse dans les chambres de l'anneau interne.

Afin de graisser les roulements, il est possible d'utiliser une graisse similaire au lithium, par exemple : ALVANIA R3 – Shell Company, BEACON-Esso Company, ENERGREASE 3-Bp –Deutsche Gasolin Nitag AG. Company."Company, DEGANOL

IV. 6.1 Maintenance électrique

Ce chapitre décrit les opérations de maintenance associées au démarreur progressif. En principe, le produit ne nécessite aucune maintenance, mais certains éléments doivent être vérifiés régulièrement.



Attention !

N'ouvrez pas le démarreur progressif et ne touchez aucune partie active lorsque la principal et la tension du réseau sont connectées.

IV. 6.2 Maintenance régulière :

- Vérifiez le serrage des vis et des écrous .Revissez-les si nécessaire.
- Vérifiez que toutes les connexions des différents circuits (principal, de contrôle et d'alimentation) sont fixées. Si nécessaire, serrez les vis et les boulons qui se trouvent sur les barres de connexion.
- Vérifiez les que vois d'air ne sont pas obstruées par des impuretés ou de la poussière. Si nécessaire, nettoyez-les avec de l'air sous pression.
- Vérifiez les filtres externes. Si nécessaire, nettoyez-les.
- Vérifiez que le ventilateur fonctionne et qu'il tourne facilement. les pales doivent tourner sans résistance (Vous devez effectuer la vérification hors tension).
- Vérifiez l'horloge en temps réel et la, sinécessaire.

Si vous rencontrez un défaut ou que vous vous trouvez dans l'impossibilité d'en résoudre un, "Dépannage"reportez-vous au chapitre 11

IV. 6.3 ARBRE A MANIIIELLE :

Diamètre nominal du col de bielle	100	mm .
Tolérance sur le diamètre	-0.036/-0.071	mm .
Diamètre nominal du tourillon	100	mm .
A chaud des roulements à galets	+0.013/+0.035	mm .
Jeu axial des roulement de palier	0.3/0.6	mm .

IV. V6.4 ROULEMENT TETE DE BIELLE :

Diamètre intérieur du roulement	100	mm .
Tolérance sur le diamètre	+0.032/+0.074	mm .
Jeu entre le roulement et l'axe de l'arbre	mm .	
Jeu minimum admis	0.068	mm .
Jeu maximum admis	0.145	mm .

IV. 6.5 AXE POUR BIELLE :

Diamètre nominal	55.7	mm.
Tolérance sur le diamètre	0/-0.013	mm.

IV. 6.5 1..DOUILLE PIED DE BIELLE :

Diamètre nominal intérieur du manchon	62.8	mm .
Tolérance sur le diamètre	+0.032/+0.074	mm .
Diamètre nominal intérieur du manchon Après montage	62.75	mm .
Tolérance sur le diamètre	0.05	mm .
Tolérance sur le diamètre	+0.113 max	mm.
Jeu entre manchon-galets	+0.113 max	mm.
	+0.05	mm.

IV. 6.6 CROSSE :

Diamètre nominal de la crosse	162	mm.
Tolérance sur le diamètre	-0.19/-0.22	mm.
Diamètre nominal du siège de l'axe	55.7	mm.
Tolérance sur le diamètre pour le montage Avec une légère pression de l'axe	+0.01/+0.03	mm .

IV. 6.7 CHEMISE CROSSE :

Diamètre nominal intérieur de la chemise	162	mm.
Tolérance sur le diamètre	0/+0.04	mm.
Diamètre nominal extérieur de la chemise	174	mm .
Jeu minimum admis	0.19 min	mm .
Jeu maximum admis	0.26 max	mm .

IV. 6.8 TIGE PISTON :

Diamètre nominal	55	mm .
Tolérance sur le diamètre	-0.03/-0.06	mm .

Table 9.tableau couples de serrage

TABLEAU COUPLES DE SERRAGE			
DESCRIPTION	Kg.m	N.m	Ib.ft
BIELLE	37	363	267.9
BOUCHON SUPERNUT PISTON	1.7	16.7	12.33
VOLANT	12.8	125.5	92.7
CAGES RESSORTS DE SOUPAPE CYL . INF	15	147.1	108.6
CAGES RESSORTS DE SOUPAPE CYL .SUP	15	147.1	108.6
CULASSE	20	196.2	144.8
VIS GROUPE ET ETANCHEITE TIGE (M14)	10	98.1	72.4
VIS GROUPE ET ETANCHEITE TIGE (M12)	8	78.5	57.9
BATI /ENTRETOISE	45	441.5	325.8
ENTRETOISE/CYLINDRE	35	343.4	253.4
CONTREPOIDS	15	147.1	108.6
COLLIER CROSSE	100	980.6	723.3
BRIDE CROSSE	22	215.8	159.3
BOULONS DE FONDATION (M30)	40	392.3	289.3

Table 10.USURE ET CONTROLES DIMENSIONNELS

USURE ET CONTROLES DIMENSIONNELS												
piston ET CHEMIS ES												
Diamètres nominaux des cylindres	550	500	440	360	325	300	275	240	210	170	150	130
Diamètres des pistons	526	496	436	357	322	297	271	237	207	166	147	127
Tolérance des diamètres des pistons	C - 0.44	0 -0.4	0 -0.4	0 -0.36	0 -0.36	0 -0.32	0 -0.32	0 -0.3	0 - 0.29	0 - 0.25	0 - 0.25	0 - 0.25
Epaisseurs radiales des patins de guidage	6	6	6	6	6	6	6	6	6	5	5	5
Tolérances épaisseurs des patins	C -0.1	0 -0.1	0 -0.1	0 - 0.007 5	0 - 0.075	0 - 0.075	0 - 0.075	0 - 0.075	0 - 0.07 5	0 - 0.07 5	0 - 0.07 5	0 -0.1
Epaisseurs radiales des joints d'étanchéité	16	16	16	16	16	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	9.5	9.5
Tolérances	C	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

des épaisseurs des joints d'étanchéité	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.18	-0.18	-0.18	-0.18	-0.18	-0.15	-0.15
Diamètres internes des chemises	550	500	440	360	325	300	275	420	210	170	150	130
Tolérances sur les chemises	0 +0.9 7	0 +0.0 63	0 0.06	0 +0.0 57	0 +0.0 57	0 +0.0 52	0 +0.0 46	0 +0.0 46	0 +0.0 4	0 +0.0 4	0 +0.0 4	0 +0.0 4
Usure maximale autorisée												
Epaisseur radiale minimal des patins	5.3	5.3	5.3	5.3	5.3	5.3	5.3	5.5	5.5	4.5	4.5	4.5
Epaisseur radiale minimale des joints	12	12	12	12	12	9	9	9	10	10	7.5	7.5
Diamètre interne maximum des chemises	551.5	501.5	441.2	361	326	301	275	240.7	210.6	170.5	150.4	130.4

IV- Conclusion

La description du compresseur série Tempo 1850, nous a permis de bien comprendre les différentes étapes de production et de traitement de l'air comprimé, ainsi que le rôle de chaque constituant dans le cycle de production. Cela nous facilitera la tâche pour l'élaboration d'une analyse fonctionnelle complète du cycle de fonctionnement du Compresseur

Conclusion générale

Conclusion

La réalisation de ce modeste travail nous permet d'avoir une approche sur l'intérêt et le rôle d'utilisation des compresseurs dans l'industrie, de se familiariser, d'affronter les problèmes rencontrés dans la pratique industrielle et connaître ainsi les étapes nécessaires primordiales à l'étude d'un compresseur alternatif à pistons, comme nous avons pu voir de près le déroulement du travail dans les entreprises en générale et SBGEM en particulier. Cette période de stage pratique, nous a permis de nous forger et de faire une corrélation entre la théorie et la pratique et de compléter les connaissances acquises avec la réalité sur le terrain, dans lequel nous sommes appelés à vivre et découvrir le monde du travail. L'étude détaillée du compresseur nous incite de toucher à plusieurs disciplines que ce soit Mécaniques, hydrauliques ou pneumatiques. En étudiant les composants du compresseur et de la partie opérative, nous avons pu saisir leurs principes de fonctionnement ainsi que leurs rôles. Une étude énergétique qui nous a permis également de définir les différentes caractéristiques géométriques, mécaniques et qualitatives du compresseur qui vont servir aux calculs thermodynamiques. Un calcul thermodynamique qui définit les caractéristiques dimensionnelles et fonctionnelles du compresseur, à partir des paramètres de fonctionnement prélevés sur le site d'exploitation.

Références bibliographique

I	<p>[1] Documentation de SBGEM [usine El-Goléa- EL MENIAA]</p>
II	<p>[1] Antoine DESPUJOLS , Optimisation de la maintenance par la fiabilité (OMF), Techniques de l'ingénieur, 2004</p> <p>[2] Normalisation française publié par AFNOR. (Mai 2002). Site Google:http://www.ehpadneuilly.com/cariboost/files/FDX_60.000-PDF</p> <p>[3] Ahmed Bellaouar. M.A. Salima Beleulmi. Fiabilité. maintenabilité. disponibilité. Université de Constantine, 2014</p> <p>[4] François Monchy. Jean-Pierre Vernier. Maintenance méthodes et organisations. DUNOD. Paris, 2000</p> <p>[5] Rausand & Høyland. La maintenance corrective et la maintenance préventive, 2004</p> <p>[6] ISET Nabeul. Introduction à la maintenance, 2014.</p> <p>[7] http://tpmattitude.fr/methodes.html.</p>
III Et	<p>[1] OLIVER SONNENTAG, notions de base de l'atmosphère (effets, composition, Structure, Histoire), janvier 2012.</p> <p>[2] MOHAMMED TAIBI, machines hydrauliques et compresseurs O.P.U (10/1993).</p> <p>[3] L. GEMENARD, A. GIET ; Mécanique Appliquée (tome 2) Edition DUNOD (1965).</p> <p>[4] technique de l'ingénieur</p> <p>[5] Les équipements (compresseur), support de formation EXP-PR-EQ_130-FR, dernière</p>

Références bibliographique

IV

Révision 30/04/2007.

[6] Wikipédia, site internet, «figure »,2018.

[7] BERNARD GOURMELEN et JEAN-FRANÇOIE LEONE, air comprimé dans

L'industrie, technique de l'ingénieur, référence BM4.130.

[8] Mr : BAKDI SAMIR, « étude et analyse d'un compresseur alternatif à piston à trois Étages »

UNIVERSITÉ A. MIRA de Bejaia, 2000.