

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGUERA
BOUMERDES

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
DEPARTEMENT MECANIQUE



Mémoire de Master en Génie Mécanique
OPTION: Modélisation et Simulation en Ingénierie Mécanique

THEME

Etude et dimensionnement d'un Aéroréfrigérant air/huile
En remplacement de l'aéroréfrigérant air/eau pour la turbine MS 3002



Réalisé par: BENDJEDDA HAMZA

Suivi par:
M^{eme} HEDEILI

PROMOTION 2017

Résumé

Résumé

Notre étude est basée essentiellement sur le groupe turbopompe MS 3002 de la station de pompage Djamaa, notamment le système de refroidissement par eau (l'aéroréfrigérant) qui a pour rôle de refroidir l'huile de lubrification après qu'elle soit passée par les paliers, les accouplements, les réducteurs. Durant l'exploitation, un problème d'élévation de température d'huile de lubrification survient au niveau du collecteur d'huile où la température dépasse la valeur d'alarme qui est de 60°C. La température élevée de l'huile influe sur les caractéristiques physico-chimiques de l'huile particulièrement la viscosité qui induit une mauvaise lubrification des parties à lubrifier du groupe qui se répercuter sur le bon fonctionnement et la durée de vie de ces parties, et un coût de maintenance élevé.

Ce dysfonctionnement nous a laissé penser à la substitution de l'ancien circuit de refroidissement air /eau par un autre circuit air/ huile directement.

A l'aide d'un calcul de vérification et après plusieurs itérations, on a trouvé qu'on ne peut pas utiliser l'échangeur actuel comme un échangeur air –huile, donc on a opté pour un calcul de dimensionnement d'un nouvel aéroréfrigérant.

On a choisi la méthode de calcul de différence de température logarithmique moyenne (DTLM) dont le calcul se base sur la détermination de la surface d'échange thermique S_T qui répond aux exigences du constructeur (T sortie huile entre 50°C et 54 °C).

Dans la condition extrême de la température entrée d'huile (78 °C) et la température ambiante (47,8°), on a déterminé la surface d'échange thermique et le nombre total des tubes nécessaires.

Notre travail a consisté à étudier l'opportunité de procéder à ce remplacement. Et ce, en traitant tous les points qui lui sont liés comme l'étude thermique et le volet économique.

Mots clés : Aéroréfrigérant, Dimensionnement, DTLM.

Table des matières

Table des Matières

LISTE DES ABREVIATION

Liste des tableaux

Liste des figures

Liste des annexes

Introduction générale	1
CHAPITRE I Description générale de la station SP2.....	3
I.1. Dénomination sociale du groupe SONATRACH.....	3
I.2. Rôle du groupe SONATRACH	3
I.3. Rôle de la Branche Transport par canalisation.....	3
I.4. Description Générale de L’Oléoduc OK1	4
I.5. Présentation SP2	5
I.6. Organisation abrégée SONATRACH et position de la station SP2	5
I.7. Organisation et rôle des services de la station SP2.....	6
I.7.1. Organisation de la station SP2.....	6
I.7.2. Rôle des services de cœurs de métier la station SP2.....	6
I.8. Les équipements dynamiques et statiques de la station SP2	7
I.9. Description générale du groupe de turbopompe.....	8
I.9.1. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 3002	9
I.9.2. Principe de fonctionnement d’une turbine à gaz type MS3002	9
I.9.3. Description de la turbine à gaz MS 3002	10
1. Principaux composants de la turbine	10
2. Section de compression.....	11
3. Système de combustion	12
4. Section turbine (détente).....	13
5. La partie auxiliaire	14
CHAPITRE II Généralité sur les échangeurs de chaleur.....	19
II.1. Généralités sur le transfert de chaleur.....	19
II.2. Grandeurs thermiques	19
II.3. Mode de transmission de chaleur.....	21
II.4. Nombre adimensionnel	23
II.5. Echangeur de chaleur	25
II.5.1. Critères de classement des échangeurs.....	25
II.5.2. Les différents types d’échangeurs.....	27
II.5.2.1. Les échangeurs à plaques.....	27
II.5.2.2. Les échangeurs tubulaires.....	28
II.5.2.2.1 Échangeur monotube.....	28
II.5.2.2.2 : Échangeur coaxial.....	29
II.5.2.2.3 : Les échangeurs à faisceau tubulaire.....	29
II.5.2.3. Les échangeurs à ailettes.....	31

CHAPITRE III : Etude technologique et diagnostic du problème du circuit de refroidissement ...35

III.1. Description de l'aéroréfrigérant :.....	35
III.2. Les avantages et les inconvénients de chaque technologie.....	37
III.2.1 Les avantages de tirage induit :.....	37
III.2.2 Les inconvénients de tirage induit.....	38
III.2.3 Les avantages de tirage forcé.....	38
III.2.4 Les inconvénients de tirage forcé.....	38
III.3 Champ d'application des aéroréfrigérants.....	38
III.4. Avantages et inconvénients des aéroréfrigérants par rapport au refroidissement à l'eau....	39
III.4.1.les Avantages.....	39
III.4.2. Les Inconvénients.....	39
III.5. Pièces de construction.....	39
III.5.1. Faisceau tubulaire.....	40
III.5.2. Tubes ailettes.....	41
III.5.3. Les différents types d'ailettes.....	41
III.5.4. Les boites de distributions ou collecteurs :.....	44
III.5.5. Système de ventilation.....	45
III.5.6. Boite de distribution de l'air	47
III.5.7. Système de régulation des aéroréfrigérants.....	48
III.5.8. Description de l'aéroréfrigérant de la station de pompage SP2.....	48
III.5.9. Problématique relative au refroidissement d'huile de lubrification turbopompe	53
III.5.10. Opérations de Maintenance réalisées	53

CHAPITRE IV Dimensionnement de l'aéroréfrigérant55

IV.1. Principe de calcul :.....	55
IV.2. Méthode de la différence de températures logarithmique moyenne (DTLM)	56
IV.3. Vérification de la possibilité d'utilisation de l'aéroréfrigérant air-eau actuel, comme aéroréfrigérant air-huile.....	56
IV.4. Le déroulement du calcul thermique	56
IV.4.1. Les données de l'aéroréfrigérant.....	56
IV.4.2. Coefficient d'échange côté tube	58
IV.4.3. Calcul de coefficient de convection côté air.....	60
IV.4.4. Coefficient d'échange global.....	61
IV.4.5. Estimation des températures de sortie des deux fluides T_{cs} et T_{fs}	61
IV.5. Dimensionnement de l'aéroréfrigérant proposé.....	63
IV.5.1Données du calcul.....	63
IV.5.2. Calcul du flux de chaleur échangé :.....	63
IV.5.3. Calcul de DTLM	64
IV.5.4. Calcul de la surface d'échange global.....	64
IV.5.5. Calcul des pertes de charge.....	64
IV.5.6. Calcul des pertes de charges à travers le faisceau.....	65
IV.5.7. Calcul de la puissance des ventilateurs	66

IV.5.8.Calcul du débit volumique d'air de chaque ventilateur	66
IV.5.9.Interprétations des résultats obtenus.....	68
IV.6. Etude économique.....	68
IV.6.1.Estimation du coût de la modification.....	68
IV.6.2Le coût estimé de l'aéroréfrigérants à ajouter.....	68
IV.6.3. Le coût estimé des moteurs électriques.....	68
Conclusion générale	70
Bibliographie	71
Annexes.....	72

Liste des abréviations

Liste des abréviations

BP : Basse Pression

GE : General Electric

HP : Haut Pression

DTLM : méthode de Différence de la Température Logarithmique Moyenne

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Tableau III.1 : Nombre ailettes selon les constructeurs.....	41
Tableau IV.2 : Résultat de la méthode de vérification.....	62

Liste des figures

Liste des figures

Figure I.1. Profil de terrain du pipeline 34'' Haoud EL Hamra- Skikda.....	4
Figure I.2. Situation géographique OK1/34'' et SP2/Djamaa :.....	5
Figure I.3. Vue extérieure d'une pompe double flux.....	8
Figure I.4. Vue écorchées et extérieure d'une pompe double flux.....	9
Figure. I.5: Compresseur axial et les deux roues HP et BP.....	11
Figure I.6 : chambres de combustion.....	12
Figure I.7 : Système typique d'admission:.....	14
Figure I.8: Système de l'huile de graissage de la turbine MS 3002.....	16
Figure I.9 : Système de refroidissement par eau.....	19
Figure II.1. La conduction.....	21
Figure II.2. La loi de Fourier.....	21
Figure II.3. La convection.....	22
Figure II.4. La loi de Newton.....	22
Figure II.5. Le rayonnement.....	23
Figure II.6. Écoulement laminaire.....	24
Figure II.7. Écoulement turbulent.....	24
Figure II.8 classification des échangeurs en fonction de la compacité.....	26
Figure II.9. Échangeur à écoulement co-courants.....	26
Figure II.10. Échangeur à écoulement contre-courants.....	26
Figure II.11. Échangeurs à courants croisés.....	27
Figure II.12. Échangeur à plaques.....	28
Figure II.13. Détail de plaques d'un échangeur à plaques.....	28
Figure II.14: Échangeur monotube en serpentin.....	29
Figure II.15 : Échangeur coaxial.....	29
Figure II.16 Principe de l'échangeur tubulaire.....	30
Figure II.17. Exemple d'un échangeur tubulaire.....	30
Figure II.18. Exemple de faisceau tubulaire.....	31
Figure II.19. Échangeur à tube ailette.....	31
Figure II.20. Ailettes continues.....	32
Figure II. 21. Ailettes indépendant.....	32
Figure II. 22. Ailettes longitudinales.....	32
Figure III.1: Principe de fonctionnement d'un aéroréfrigérant.....	35
Figure III.2 : Principe de l'aéroréfrigérants à air induit.....	36
Figure III.3 : Principe de l'aéroréfrigérants à air forcé.....	37
Figure III.4 : la constitution d'un aéroréfrigérant.....	40

Figure III.5 : Faisceaux d'aéroréfrigérant en construction	40
Figure III.6: Ailettes type SG-G (Ailettes serties)	41
Figure III.7: Ailette type SG-L (Enveloppée).	42
Figure III.8: Ailettes type SG-LL (ailettes à recouvrement des L)	42
Figure III.9: Ailettes bimétalliques extrudées.....	43
Figure III.10 Boîte de distribution à bouchons dévissables.....	44
Figure III.11 Boîte de distribution à couvercle démontable.....	45
Figure III.12 Collecteur cylindrique.....	45
Figure III.13: Les différents montages du système de ventilation.....	47
Figure III.14: Système de distribution d'air	48
Figure III.15. Réservoir tampon du l'aéroréfrigérant.....	49
Figure III.16. Faisceau tubulaire de d'aéroréfrigérant.....	50
Figure III.17. Ventilateur à tirage forcé.....	51
Figure III.18. Thermostats de contrôle de mise en service des ventilateurs.....	51
Figure III.19. Interrupteur de détection de vibration.....	52
Figure III.20. Pompe eau de refroidissement.....	52
Figure IV.1. Méthode DTLM.....	56
Figure IV.3. Tube ailetté type bimétallique.....	58

Introduction

générale

Introduction générale

L'échange de chaleur entre deux fluides à température différentes et séparés par une paroi solide intervient dans des très nombreuses réalisations industrielles. Le dispositif utilisé pour effectuer cet échange s'appelle l'échangeur de chaleur, on le rencontre très fréquemment dans les procédés chimiques mais il intervient aussi dans les systèmes de conditionnement d'air, dans les engins spéciaux, les usines de production d'énergie, etc.

Actuellement, presque toute l'énergie thermique produite ou recueillie transite au moins une fois par un échangeur thermique. Cet appareil est destiné également à des usages extrêmement divers malgré une fonction générale de base identique qui est le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid. Cette diversité des applications a entraîné un foisonnement des formes géométriques des échangeurs tubulaires, à plaques, à ailettes. Ces derniers sont des modèles largement répandus. Ils présentent l'avantage de proposer une grande surface de transfert de chaleur et une fabrication simple, le type d'écoulement des fluides : à courant croisé où les deux fluides transitent perpendiculairement.

L'écoulement dans un faisceau de tubes à courant croisé a été largement étudié ces dernières années. Le souci d'améliorer les performances de ces échangeurs thermiques et les exigences nouvelles en matière de qualité des procédés nécessitent une connaissance complète du fonctionnement de ces appareils

Notre travail consiste à trouver une solution définitive au problème d'augmentation de température de l'huile de lubrification qui atteint la valeur d'alarme au niveau du collecteur qui est de 60°C. Pour répondre aux exigences de bon fonctionnement par le remplacement de l'aéroréfrigérant (air / eau) en (air / huile), ce qui est un sujet d'une très grande importance. L'échangeur de chaleur à dimensionner est une batterie à ailettes air-eau d'un aéroréfrigérant, qui sert à refroidir l'huile de lubrification de la turbine MS3002 sans changement de phase.

Notre travail est reparti en quatre chapitres :

Après cette brève introduction, nous abordons dans le premier chapitre la présentation et l'organisation de la station de pompage SP2, ainsi qu'une description des équipements principaux de la station et leurs rôles et les circuits des turbines à gaz. Le chapitre est clôturé par la description de circuit de refroidissement de l'huile de lubrification des turbines à gaz sujet de notre étude.

Le deuxième chapitre présente les principes de base du transfert de chaleur ainsi que la classification des échangeurs de chaleur et les critères et exigences de sélection.

Dans le troisième chapitre, nous avons présenté en détail les caractéristiques et les avantages des aéroréfrigérants ainsi qu'une description de l'aéroréfrigérants de la station de pompage, On clôture le chapitre par un exposé de la problématique que nous traitons et d'un listing des opérations d'entretien réalisées sur les échangeurs air-eau et eau-huile.

Dans le quatrième chapitre, on propose une solution à la problématique posée et pour ce faire, on présente la méthode de vérification et de dimensionnement d'un aéroréfrigérant et les corrélations utilisées pour ce type d'échangeurs. A la fin, nous évaluerons et discuterons les résultats de calcul.

Finalement, ce mémoire se termine par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus et propose des recommandations pour des travaux futurs

Chapitre I
Déscription générale de
station SP2

Introduction

SONATRACH est la plus importante compagnie d'hydrocarbures en Algérie et en Afrique. Elle intervient dans l'exploitation, la production, le transport par canalisation, la transformation et la commercialisation des hydrocarbures et leurs dérivés. Elle est subdivisée en plusieurs filières, chacune d'elles avec une activité spécifique.

Dans ce chapitre nous allons donner un petit aperçu sur TRC, région transport SKIKDA, notre lieu de travail passant par l'ensemble des services et les principales installations qui le composent. Détaillons le groupe de turbopompe son rôle et son principe de fonctionnement ainsi que les circuits le constituent.

I.1. Dénomination sociale du groupe SONATRACH

La société nationale pour la recherche, la production, le transport, la transformation et la commercialisation des hydrocarbures dont la dénomination sociale est "SONATRACH". La dénomination sociale peut être changée par délibération de l'assemblée générale

I.2. Rôle du groupe SONATRACH

- 1- La prospection, la recherche et l'exploitation d'hydrocarbures ;
- 2- Le développement, l'exploitation et la gestion des réseaux de transport, de stockage et de chargement des hydrocarbures ;
- 3- La liquéfaction du gaz naturel, le traitement et la valorisation des hydrocarbures gazeux ;
- 4- La transformation et le raffinage des hydrocarbures ;
- 5- L'approvisionnement du pays en hydrocarbures à moyen et long termes ;
- 6- L'étude, la promotion et la valorisation de toute autre forme et source d'énergie.

I.3. Rôle de la Branche Transport par canalisation

L'activité transport par canalisations prend en charge l'acheminement des hydrocarbures à partir des champs d'exploitation. Avec un patrimoine important, composé de près de 17 450 Km de canalisations pour une capacité de transport de plus de 330 millions de TEP (tonne équivalent pétrole), le réseau de l'activité transport par canalisations assure l'évacuation et la transmission de quatre produits : le pétrole brut, le condensat, le GPL (gaz propane liquéfié) et le gaz naturel destinés aux besoins du marché national et international.

I.4. Description Générale de L'Oléoduc OK1

L'oléoduc OK1/34'', reliant HAoud EL HAMRA à SKIKDA, comprend les installations suivantes:

- Une canalisation de transport de d'hydrocarbures liquides (pétrole brut) ayant un diamètre extérieur de 34'' (863,6mm), une longueur de 637 km, dix-huit (18) vannes de ligne, quatre stations de pompage, y compris la station de départ de Haoud El Hamra, et un terminal arrivée à Skikda.
- La station de pompage n° 2, située au PK 189 (point kilométrique 189), implantée à Djamaa, dans la wilaya d'El Oued, dénommée SP2/Djamaa. [1]

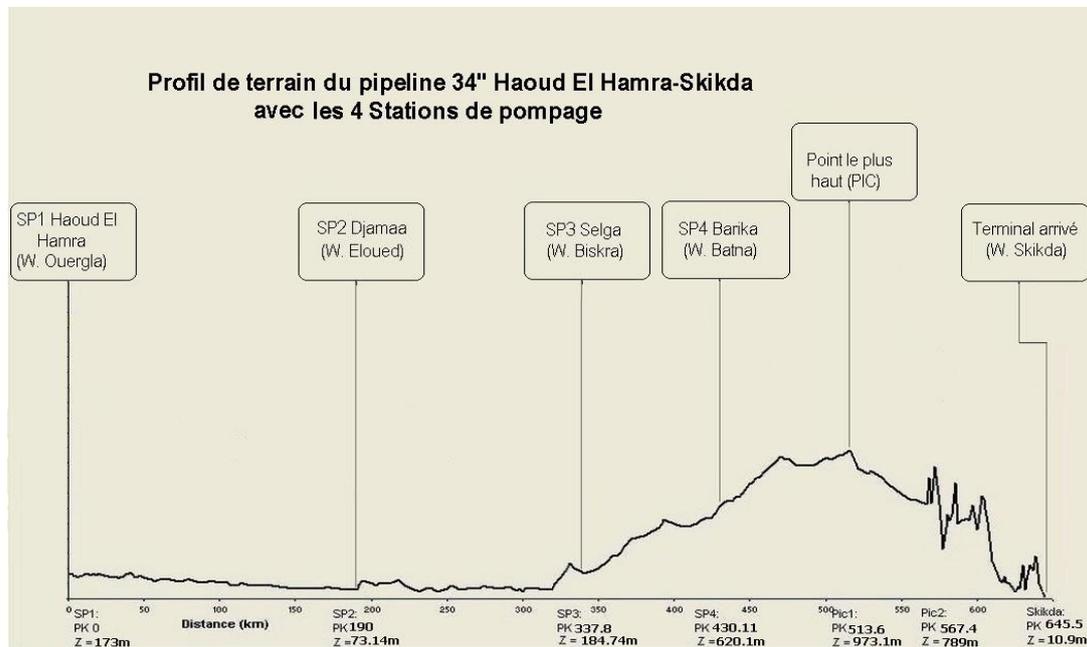


Fig I.1. Profil du terrain du pipeline 34'' Haoud El Hamra-Skikda



Fig1.2. Situation géographique OK1/34'' et SP2/Djamaa :

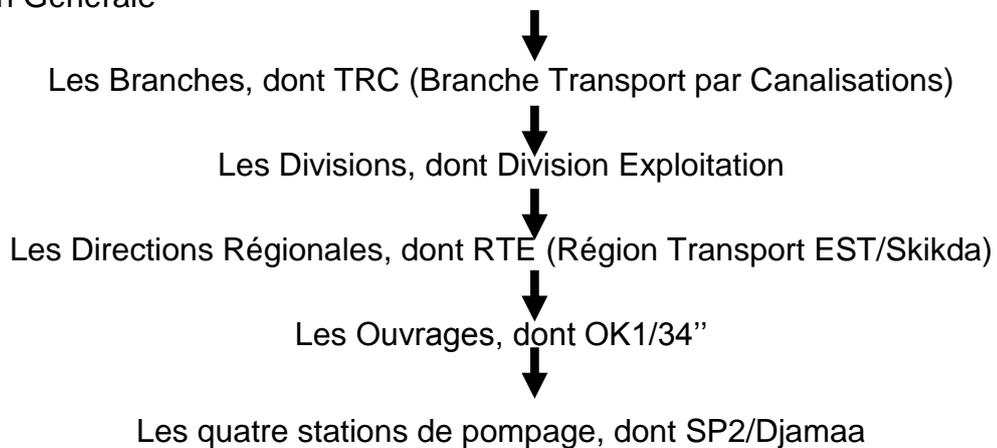
I.5. Présentation SP2

Faisant partie intégrante de la Direction Régionale Est RTE/SKIKDA, la Station SP2/Djamaa est l'une des quatre (04) Stations de l'oléoduc OK1/34'' de longueur 637 km environ et de diamètre extérieur Ø34''=863.6mm, Sise à la willaya d'El-oued, la Station SP2 se situe à la Daïra de Djamaa, à 28 Km du chef-lieu, sur une bretelle de 8 km, au Nord du Chemin de Wilaya CW – 104 reliant la ville de Djamaa à la Commune de Ma'rrara. [1]

I.6. Organisation abrégée SONATRACH et position de la station SP2

I-a- Organisation abrégée du groupe SONATRACH

Direction Générale



I.7. Organisation et rôle des services de la station SP2

I.7.1. Organisation de la station SP2

La station SP2/Djamaa comporte plusieurs services, dont ceux qui représentent les cœurs de métiers et les services de soutien.

a. Les services (cœurs de métiers) principaux :

- 1. Service Exploitation.**
- 2. Service HSE.**
- 3. Service Maintenance.**
- 4. Service Gestion des stocks.**

b. Les services de soutien :

- 1. Service Intendance.**
- 2. Service Infirmierie.**
- 3. Service Sûreté Interne (DPS).**

I.7.2. Rôle des services de cœurs de métier la station SP2

1. Service Exploitation

Il veille à l'exploitation des équipements de la station (équipements principaux et équipements de process), au fonctionnement de tous les équipements dans les meilleures conditions d'exploitation et de sécurité, et cela suivant un planning prévisionnel d'exploitation des machines.

Aussi, pour une surveillance accrue des installations, aide le service maintenance à déceler toute anomalie sur les équipements, que ce soit ceux en exploitation ou à l'arrêt, par des rondes et des prospections inopinées.

2. Service HSE

Le service prend en charge les trois aspects qui représentent les abréviations HSE, à savoir : santé, sécurité, et environnement.

Il prend en charge tous ce qui touche aux aspects susdits, Il s'occupe de la sécurité et de la santé des travailleurs que ce soit ceux de l'entreprise ou des sous-traitants et même des riverains avoisinants, lorsque c'est nécessaire, ainsi que celle des installations et sans oublier le volet protection de l'environnement, lors de l'exploitation des équipements ou de leur entretien et réparation par la prévention.

3. Service Maintenance

La maintenance au niveau de la station a pour rôle d'entretenir les équipements et les installations afin de maintenir les équipements dans un bon fonctionnement et ce par l'entretien préventif et les révisions partielles et générales (à échéance), ainsi que la remise en état de fonctionnement des machines après les pannes partielles ou totales.

Elle a, aussi, pour rôle, d'exprimer les besoins en matière de pièces de rechange pour tous les équipements de la station.

4. Service Gestion des stocks

Le service s'occupe des magasins en matière d'organisation et de gestion des entrées et sorties de la pièce de rechange et des besoins de la station en carburant, graisses, afin d'éviter les niveaux très bas des stocks, ainsi que la disponibilité de la pièce de rechange pour les différentes machines.

I.8. Les équipements dynamiques et statiques de la station SP2 [1]

Les équipements de la station SP2/Djamaa sont :

a. Les équipements principaux dynamiques et statiques

- Trois groupes de turbopompes d'expédition TP1, TP2 et TP3, entraînés par des turbines à gaz alimentées en combustible gasoil, via un réducteur de vitesse, chacun des groupes est doté d'un système de contrôle de machine (UCP unité contrôle panne 1, 2 et 3) et de tous les systèmes auxiliaires pour permettre leur bon fonctionnement.
- Les vannes process
- Un système de soupapes pour la protection du tronçon SP1/HEH-SP2/Djamaa de la ligne OK1 des coups de bélier.
- Un bac de détente (de sécurité) avec une pompe dédiée.
- Un parc de stockage du combustible liquide pour les turbines (gasoil), avec des pompes dédiées, et un réseau de distribution du combustible liquide.
- Un système feu et gaz de détection et extinction incendie automatique.
- Un système de contrôle du process DCS
- Deux réservoirs de stockage de l'eau anti-incendie et pompes dédiées.

b. Les équipements de process dynamiques et statiques [1]

- Un groupe électrogène diesel de secours.
- Deux gares des racleurs (arrivée et départ) pour le nettoyage de l'oléoduc.
- Un réservoir de stockage de l'eau de puits avec pompe dédiée.

- Un réservoir de stockage de l'eau utilité avec pompe dédiée.
- Un réservoir de stockage d'air de service, avec compresseur dédié.

En plus des équipements énumérés les turbines à gaz sont dotées d'équipements auxiliaires dynamiques et statiques : Pompe combustible, pompe principale, auxiliaire et secours d'huile de lubrification, pompe principale et auxiliaire de l'huile hydraulique, compresseur principal et auxiliaire de l'air atomisation, soufflante de pressurisation des compartiments auxiliaires et turbine, extracteur dans le compartiment filtration air admission et les filtres de combustible, de l'huile de lubrification, de l'huile hydraulique, de l'air atomisation, de l'air d'étanchéité et refroidissement.

Ajoutant à cela, salle de contrôle, salle technique, salle électrique, atelier, bureaux et magasin de pièce de rechange.

I.9. Description générale du groupe de turbopompe

Le groupe turbopompe se compose de :

1. Une pompe à double flux : Ce sont souvent des pompes à plan de joint horizontal. On les utilise pour de très grands débits, à des pressions modérées. Leur **NPSH*** requis est très bas. L'impulseur est composé de 2 impulseurs radiaux classiques, assemblés dos à dos. Il y a donc une aspiration de chaque côté. [1],[13]

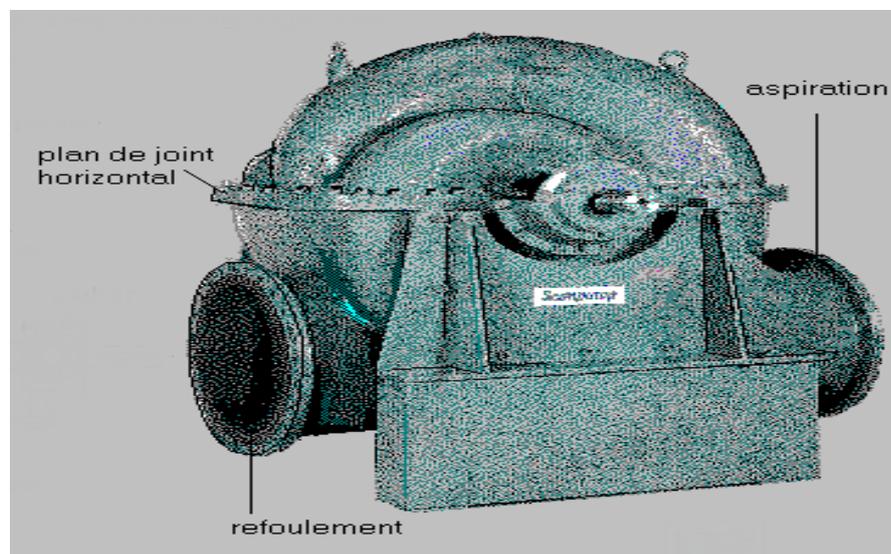


Fig I.3. Vue extérieure d'une pompe double flux. [13]

Les 2 aspirations se rejoignant sur une seule bride : le montage est « in line ».

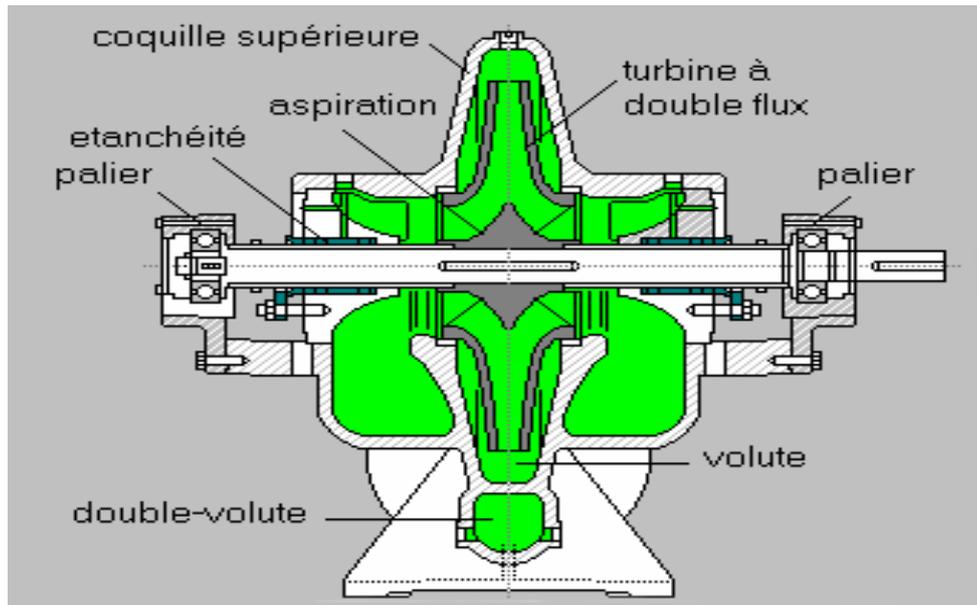


Fig I.4. Vue écorchées et extérieure d'une pompe double flux . [13]

2. Une turbine à gaz de type MS 3002, qui sert à entrainer la pompe d'expédition

I.9.1. Caractéristiques de la turbine à gaz MS 3002. [1]

- MarqueGENERAL ELECTRIC
- Série du modèleMS 3002.
- CycleSimple
- Rotation de l'arbreanti-horaire
- Type de fonctionnementContinu
- Vitesse de l'arbre HP6900 tr/min
- Vitesse de l'arbre BP6500 tr/min
- CommandeMARK 6
- Système de démarrageMoteur diesel

I.9.2. Principe de fonctionnement d'une turbine à gaz type MS3002 [1]

Le compresseur et l'étage de turbine HP sont amenés jusqu'à une vitesse prédéterminée par le système de démarrage. L'air ambiant est attiré à l'intérieur du compresseur axial, dans lequel sa pression statique est considérablement accrue. Cet air passe ensuite dans le caisson de refoulement du compresseur, puis dans les chambres de combustion. Le combustible liquide (Gasoil dans notre cas) est injecté atomisé (vaporisé) grâce au système d'air d'atomisation.

Le mélange de gasoil atomisé et d'air étant enflammé au moyen de bougies d'allumage. Une fois la flamme établie, et la combustion demeure incessante tant que la machine sera alimentée par du combustible.

Cette phase d'allumage est suivie d'une phase de préchauffage, où le débit de combustible est diminué pendant 60 secondes, afin de stabiliser les contraintes thermiques que subissent les différents matériaux constituant les pièces dynamiques et statiques de la turbine.

A la fin de cette phase, le système de contrôle de la machine débute la phase accélération, en augmentant graduellement le débit de combustible et suivant une rampe bien déterminée.

Le rôle de la directrice fixe premier étage est d'optimiser l'angle d'attaque des gaz chauds, vers les aubes de la turbine HP, afin d'avoir une meilleure détente du gaz moteur sur les aubes HP, d'où une première transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique sur la roue HP.

L'entraînement de la turbine HP qui est constituée d'un compresseur axial auquel est solidaire à la roue HP engendre l'entraînement des équipements auxiliaires des différents systèmes qui y sont reliés via une boîte à engrenage. La turbine basse pression (turbine BP), qui entraîne la charge, est entraînée par une deuxième détente des gaz chauds qui traversent la directrice variable deuxième étage

Le rôle de la directrice variable deuxième étage est similaire à celui de la directrice 1^{er} étage durant la phase accélération, auquel s'ajoute le freinage de la HP dès que cette dernière dépasse le point de consigne de vitesse HP.

I.9.3. Description de la turbine à gaz MS 3002 [1]

1. Principaux composants de la turbine

- Section de compression ;
- Le système de combustion (ensemble des chambres de combustion);
- Section turbine (HP et BP)
- La partie auxiliaire

2. Section de compression

Les compresseurs axiaux sont utilisés dans les machines de grande puissance, à cause des grands débits qu'ils produisent, ces débits sont nécessaires pour produire des puissances utiles élevées avec des dimensions réduites

Les particules d'air, sont accélérées grâce à la rotation du rotor, où les aubes offrent à ces particules une énergie cinétique centrifuge ; en quittant l'étage rotor pour entamer l'étage stator suivant, une grande partie de l'énergie cinétique gagnée, se transforme en une énergie de pression à cause du freinage. Après avoir passé l'œil d'admission, L'air est dirigé par les aubes d'admission, pour pénétrer dans le premier étage du rotor. Le compresseur de la turbine à gaz MS 3002 comprend 15 étages avec un rapport de compression de 5,6.

Le rôle du compresseur axial (Fig.5), est essentiel, il se résume à :

- Assurer l'alimentation des chambres de combustion avec l'air comprimé, pour la combustion (pour la génération des gaz chauds);
- Assurer l'air utilisé pour le refroidissement des pièces exposées aux fortes contraintes thermiques.

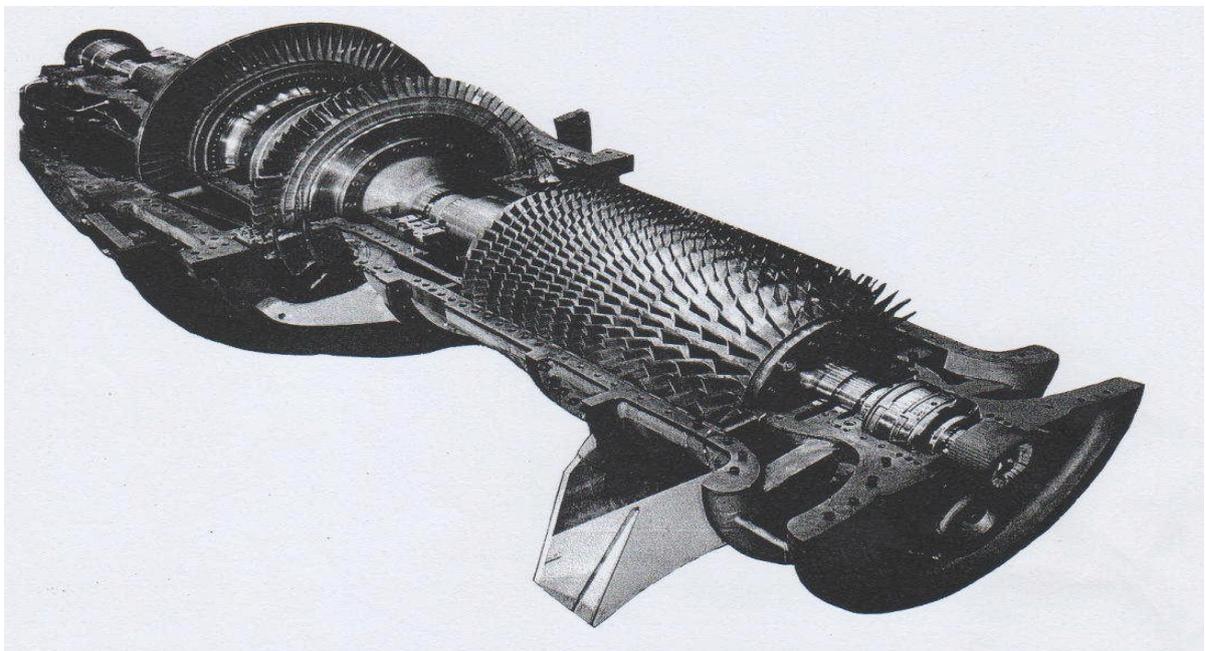


Fig. I.5: Compresseur axial et les deux roues HP et BP

3. Système de combustion

Après avoir été comprimé dans le compresseur, l'air quitte ce dernier pour entrer dans la chambre de combustion afin de participer partiellement dans l'opération de combustion, qui assure un apport d'énergie (thermique) très élevé.

Le système de combustion pour MS3002 se compose de six chambres de combustion d'une forme cylindrique, placées diamétralement opposées par rapport au plan vertical (voir Fig-5)

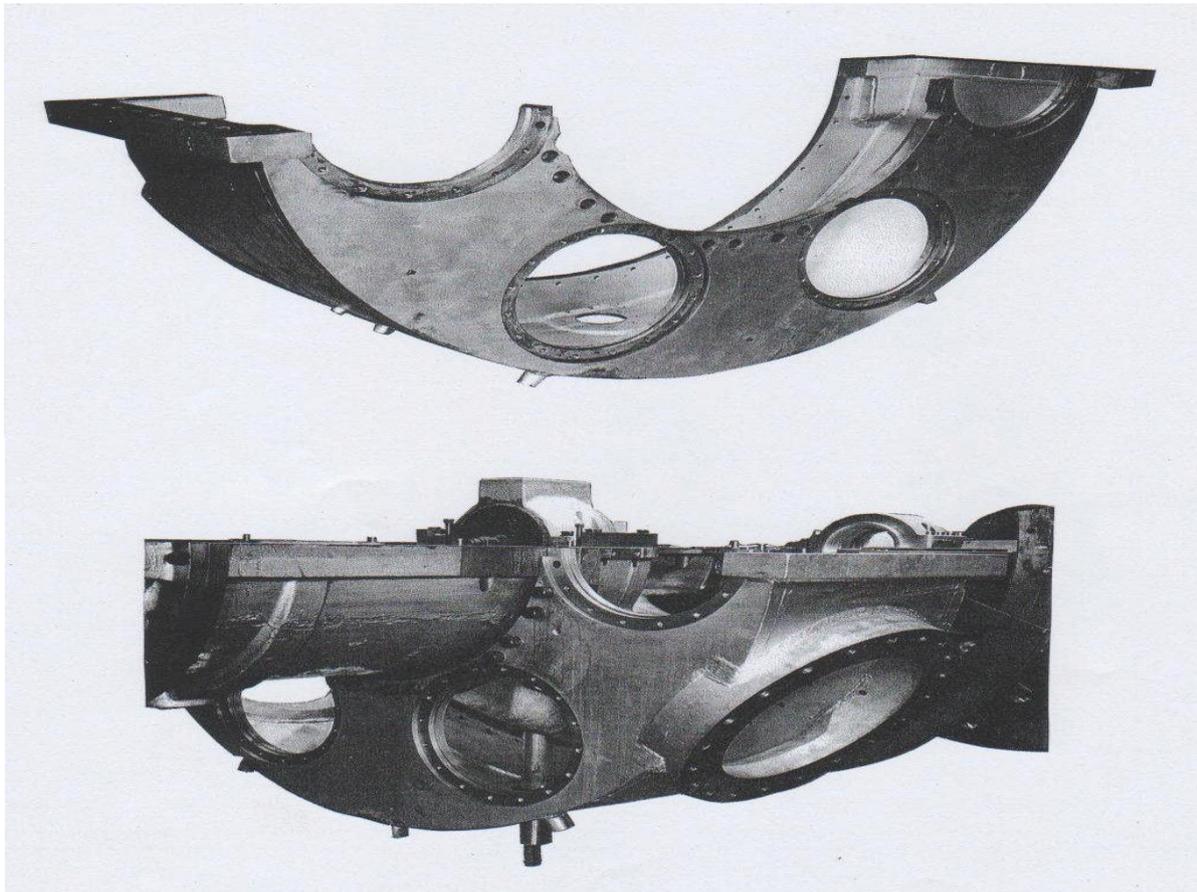


Fig I.6 : chambres de combustion.

Une portion de 22% de cet air participe à la combustion, tandis que 10% sert au refroidissement, et les 68% restant sont utilisés pour diluer les gaz très chauds, afin d'abaisser leur température, qui ne doit pas dans notre cas dépasser 950°C à cause des matériaux des pièces sujettes à cette haute température. Après la dilution, les gaz chauds (air + gaz issues de la combustion) sont véhiculés à la première directrice au moyen des pièces de transition, qui transforment la forme cylindrique du parcours des gaz en une forme annulaire appropriée à la forme de la directrice.

4. Section turbine (détente)

Les gaz chauds comprimés, entrent dans la section de turbine dite aussi section de détente, pour céder une grande partie de leur énergie emmagasinée, ils trouvent dans leur trajectoire la première directrice, son rôle est d'augmenter la composante cinétique des gaz chauds qui trouvent ensuite devant eux la roue HP avec ces aubes. La trajectoire des gaz dans la roue HP est tangentielle au profil des intrados des aubes afin d'éviter les chocs (perte d'énergie) et d'avoir un couple résultant maximal.

La roue HP est liée directement au rotor du compresseur axial, l'ensemble est appelé rotor, la détente des gaz dans la roue HP sert à faire tourner le compresseur axial (autonomie), ce rotor est supporté par deux paliers lisses, l'un avant le compresseur et l'autre avant la roue HP.

Pour le cas des turbines à gaz à un seul arbre, le rotor est lié à la charge par l'intermédiaire d'un réducteur (pour turbines à vitesse plus grande que 3000tr/mn). Les gaz sortants de la roue HP sont envoyés à l'atmosphère.

Par contre pour le cas des turbines à deux arbres, une deuxième détente a lieu dans la roue BP. Les gaz sortant de la roue HP traversent une deuxième directrice variable dont le rôle est identique à celui de la directrice 1^{ère} étage avant que la HP n'atteigne le point de consigne de vitesse HP, puis à freiner la HP, tout en augmentant la composante cinétique des gaz chauds, qui permettra une meilleur détente au niveau de la roue BP.

Les deux arbres sont indépendants, et les gaz sortants de la roue HP sont véhiculés vers la directrice 2^{ème} étage pour atteindre la roue BP. (Voir fig.5).

Les gaz quittant la roue BP sont envoyés à l'atmosphère et le couple résultant sert à faire tourner la charge qui est généralement variable dans ce cas, où la variation du couple s'effectue grâce à la directrice à aubes variables (deuxième directrice).

Remarque:La turbine HP est parfois appelée générateur de gaz ou turbine liée, tandis que la turbine BP est appelée turbine de puissance ou turbine libre.

Vu du côté admission du compresseur, la turbine à gaz tourne dans le sens contraire des aiguilles d'une montre. Cette turbine possède 4 paliers principaux qui supportent le compresseur et la turbine proprement dite. Le palier butée/porteur N°01 est monté dans le corps d'admission du compresseur, le palier porteur N°02 dans le corps de refoulement de ce dernier, le palier porteur N°03 dans le déflecteur interne du diffuseur d'échappement et le palier butée/porteur N°04 dans un carter de palier séparé, boulonné en partie arrière du diffuseur d'échappement.

Les diffuseurs d'admission et d'échappement, ainsi que la turbine sont montés sur un châssis qui supporte également les équipements auxiliaires et de démarrage.

5. La partie auxiliaire

La continuité et la qualité de fonctionnement de la turbine, sa durée de vie, dépendent fortement de l'état des organes de cette partie, de leur rapidité ainsi que leur temps de réponse. La partie auxiliaire se compose de :

a. Systemed'admission

Le système d'admission d'une turbine à gaz a pour but de diriger l'air propre vers la section d'admission du compresseur axial (Fig.6), il doit assurer :

- Une bonne filtration de l'air pour le bon fonctionnement de la turbine.
- Les particules solides contenues dans l'air admis (surtout pour les atmosphères poussiéreuses et humides) peuvent se coller sur les bouts d'ailettes du compresseur, ainsi que sur la base des aubes de stator par effet des forces centrifuges, pouvant causer une perte de rendement du compresseur et une augmentation de la consommation spécifique de la turbine [1] [14]

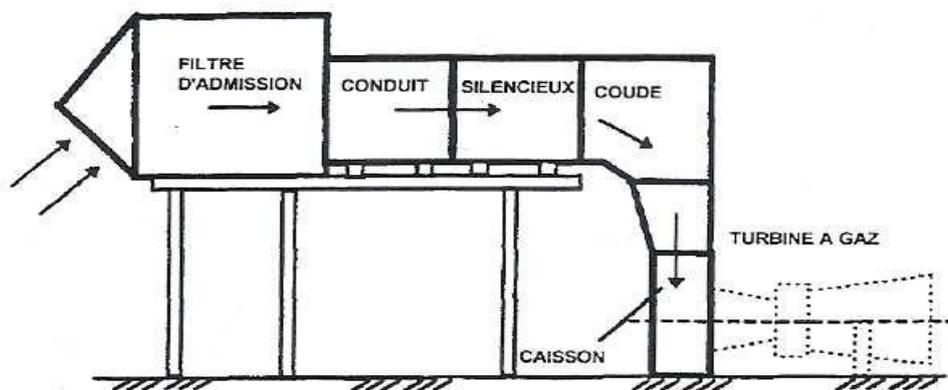


Fig I.7 : Système typique d'admission [14]

b. Système de démarrage

Comme toute machine à combustion interne, une turbine à gaz ne peut pas produire de couple à vitesse nulle. Un dispositif de lancement doit être employé pour lancer la turbine pour sa mise en route. Le lancement dans la turbine MS 3002, est assuré par un moteur Diesel V8, via convertisseur de couple amenant la turbine à la vitesse d'allumage, et aidant les gaz chauds pour l'accélération, jusqu'à la vitesse d'autonomie (40% HP), où le moteur de lancement se désengage mécaniquement.

A vitesse nulle, le couple nécessaire au décollage est très élevé à cause du frottement dû à l'inertie statique du rotor HP. Ce couple décroît rapidement lorsque les films d'huile de lubrification s'établissent au niveau des paliers N°1 et 2 pour des vitesses de quelque tours/minute, puis le couple augmente à nouveau avec une vitesse croissante en raison de la puissance nécessaire pour la compression de l'air dans le compresseur axial, pour environ 26% de la vitesse nominale, le débit d'air est suffisant pour l'allumage au niveau des chambre de combustion de la turbine à gaz, ce qui produit un certain couple dans la section turbine, et réduit donc les besoins du couple de lancement, mais ne suffit pas à lui seul d'augmenter d'avantage la vitesse HP, il faut encore fournir un certain couple après l'allumage pour atteindre une vitesse d'autonomie de 40% de la vitesse nominale, selon l'application de la turbine. [1]

Un dispositif de lancement doit remplir trois fonctions :

- Fournir un couple suffisant pour effectuer le décollage de la turbine HP.
- Entraîner la turbine pas encore allumée jusqu'à une vitesse acceptable pour effectuer l'allumage.
- Aider la turbine déjà allumée à atteindre la vitesse d'autonomie, avant le désengagement du moteur de lancement. [14]

c. Système de l'huile de graissage

L'objectif de ce système est d'alimenter avec l'huile les paliers, les auxiliaires intégrés (Réducteur, accouplements, etc.), les vérins hydrauliques...etc. Cette huile doit répondre aux exigences de propreté (filtration), de pression, et de température nécessaire aux différents organes où elle est envoyée.

L'unité de turbine à gaz est lubrifiée par un système de lubrification forcée, en circuit fermé, comprenant une cuve, des pompes, des réfrigérants, des filtres, des vannes et des dispositifs divers de commande et de sécurité.

L'huile utilisée est une TORBA 32 (ISOVG 32), produisant par NAFTEC avec une densité de 0.86-0.875Kg/l à 15°C, une viscosité 41.4-50.6cSt à 40°C, son indice de viscosité est égal à 100, un point d'éclair de 210 C et un point d'écoulement de -9°C. [1]

2. Pompe auxiliaire de lubrifiant (C.A)

La pompe auxiliaire de lubrifiant est utilisée pour fournir la pression pendant le démarrage ou l'arrêt de la turbine à gaz, quand la pompe principale ne peut pas fournir de pression suffisante pour un fonctionnement sans danger. Un commutateur du tableau de commande du moteur permet un fonctionnement manuel ou automatique. [1] [14]

3. Pompe de lubrifiant de secours (C.C)

La pompe de lubrifiant de secours est utilisée pour alimenter en huile le collecteur du palier principal pendant une panne critique, lorsque la pompe auxiliaire est hors service à la suite d'une panne de courant alternatif, ou pour d'autres raisons. [1] [14]

➤ Vannes du système

Vanne anti-retour : des vannes anti-retour sont placées dans la tuyauterie d'évacuation de chacune des pompes centrifuge de lubrifiant. Ces vannes anti-retour empêchent le retour du lubrifiant à travers les pompes centrifuges vers la cuve d'huile

d. Système d'alimentation par le combustible

Le rôle de ce système est d'assurer l'alimentation des chambres de combustion par le combustible (Gasoil dans notre cas), avec la pression et le débit appropriés le long du cycle de fonctionnement de la turbine.

Le système de commande du combustible gazeux comprend un assemblage soupape de dérivation de combustible et une soupape de détente de pression, une servo-vanne 65FP, une pompe de combustible principale

Le débit est modulé par un système de régulation (asservissement) qui se compose d'une soupape de dérivation, un cylindre hydraulique commandé par une servo-vanne électrohydraulique 65FP et une soupape de dérivation VR-4.

Ce système permet de retirer l'excès de combustible et le faire retourner vers l'aspiration de la pompe. Cela est déterminé par le système de contrôle SPEEDTRONIC, le système sert à protéger la pompe contre la haute pression et débit. [1]

e. Système d'air de refroidissement et d'étanchéité

Dans une turbine à gaz, certaines parties sont exposées à des contraintes thermiques très élevées. Leur refroidissement est indispensable, afin d'éviter leur détérioration. Pour cette

raison, une partie de l'air frais soutiré du compresseur axial, ainsi qu'une deuxième partie aspirée de l'atmosphère sont envoyées pour le refroidissement des endroits critiques, et servir aussi à l'étanchéité (pressuriser les joints d'huile des paliers). [1]

Les pièces refroidies sont :

- Les roues de la turbine du premier et deuxième étage ;
- La directrice du premier étage ;
- Le carter du rotor de la turbine ;

f. Système d'échappement

Il a pour fonction, l'expulsion vers l'atmosphère des gaz provenant de la détente dans les roues de la turbine, il doit répondre à certaines exigences, parmi elles :

- Assurer un niveau de bruit minimal, en réduisant la turbulence des gaz sortant ;
- Conformité avec les conditions de sécurité du personnel (bonne isolation thermique);
- Avoir un niveau de fiabilité et de disponibilité adéquat à ceux des éléments restants de la turbine (compresseur, chambre de combustion,...). [1] [14]

g. Circuit de refroidissement par eau (aéroréfrigérant)

Le circuit de refroidissement est un circuit fermé conçu pour évacuer la chaleur de l'huile de lubrification système d'air atomisation et de système de refroidissement de moteur diesel

Le système se compose essentiellement de réservoir d'eau avec interrupteur de niveau, un échangeur de chaleur air-eau sous forme des tubes (faisceaux), 2 ventilateurs entraînés par des moteurs électriques, et 2 pompes centrifuges entraînés par des moteurs électriques

Presque l'échange se termine les pompes refoulent l'eau refroidie à travers une conduite principale qui se divise en 3 conduites destinées à refroidir l'huile de lubrification, le système d'air atomisation et l'huile du moteur diesel. Cette opération se fait en circuit fermé. [1] [14]

Chapitre II

Généralités sur les échangeurs de chaleur

Introduction

Les procédés utilisés dans l'industrie pétrolière et gazière nécessitent souvent que les fluides traités soient réchauffés ou refroidis, avec ou sans changement de phase, au cours des diverses opérations auxquelles ils sont soumis.

La chaleur mise en œuvre pour ces différentes opérations représente une importante dépense d'énergie dont il est nécessaire de récupérer la plus grande quantité possible.

De ce fait, les échangeurs de chaleur sont des équipements importants et omniprésents dans toute unité de traitement de la chaîne pétrolière et gazière.

II.1. Généralités sur le transfert de chaleur [15]

Le transfert de chaleur est la transmission de l'énergie thermique d'une région à une autre, sous l'influence d'une différence de température.

L'expérience montre que deux corps isolés de l'ambiance et à température différentes échangent une énergie sous forme de chaleur jusqu'à disparition complète de leur différence de température). Cet échange peut se faire de trois façons différentes :

- Par conduction ;
- Par convection ;
- Par rayonnement ;

II.2. Grandeurs thermiques

Ces définitions permettent d'expliquer avec succès les phénomènes de transfert de chaleur d'un corps à l'autre,

➤ La température

C'est la mesure de l'agitation moléculaire d'un corps. Elle est, généralement, mesurée p sur quatre échelles différentes. L'unité officielle de température dans le Système International (SI) est le Kelvin (K). Il existe d'autres systèmes de mesures : le Rankine (R) ou bien les échelles Celsius (°C), Fahrenheit (°F). [10]

- Centigrade
- Kelvin
- Fahrenheit

- Rankine

➤ **La chaleur**

Il s'agit de la quantité d'énergie échangée par un système, avec un autre système ou le milieu extérieur ". [10]

➤ **Flux de chaleur**

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur. [10]

$$q = \frac{dQ}{dt}$$

➤ **La chaleur spécifique**

Par définition, la chaleur spécifique C_p correspond à la quantité de chaleur qu'il faut fournir à un matériau de masse donnée pour que sa température s'élève d'un degré. kcal/kg.°C [10]

➤ **Conductivité thermique**

La conductivité thermique est une grandeur physique caractérisant le comportement des matériaux lors du transfert de chaleur par conduction. Cette constante apparaît par exemple dans la loi de Fourier Elle représente la quantité de chaleur transférée par unité de surface et par une unité de temps sous un gradient de température. La conductivité thermique est exprimée en watts par mètre, ($W \cdot m^{-1} \cdot h^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$) où :

W : watt est l'unité de puissance

m : est l'unité de longueur

h :est l'unité de temps

°C :est l'unité de température

La conductivité dépend principalement de :

- La nature du matériau,
- La température.

Donc :

La conductivité thermique caractérise l'aptitude du matériau à transmettre la chaleur. [10] [12]

II.3. Mode de transmission de chaleur

a) La conduction

Ce mode de transfert de chaleur s'applique particulièrement aux solides, mais concerne aussi les fluides au repos.

Il correspond à une propagation de la chaleur se faisant par contact entre particules (atomes ou molécules) voisines.

Dans ce mode de transfert, la matière se comporte véritablement comme un conducteur de chaleur. [12] [15]

Exemple : propagation de la chaleur dans une paroi entre l'intérieur de bâtiment chauffé et l'extérieur.

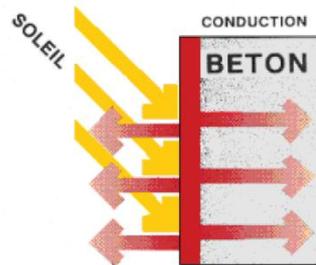


Figure II.1. La conduction [12]

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier :

$$\Phi = \lambda \cdot S \cdot \Delta T$$

Tel que :

Φ : flux de chaleur (en w).

λ : coefficient de conductivité thermique ($w \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$).

S : surface d'échange en (m^2).

T : Température (en °k).

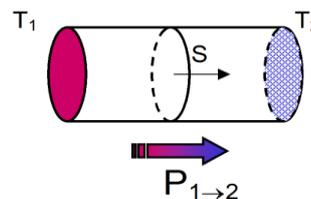


Figure II.2. La loi de Fourier [15]

b) La convection

Ce type de transfert n'intervient que pour les liquides et les gaz (C'est le fluide en mouvement qui transporte de la chaleur); elle caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide, gaz ou liquide, dont les molécules sont en mouvement. [12] [15]

On distingue deux types de convection :

La convection naturelle : le mouvement du fluide est engendré par les variations de densité causées par les variations de température au sein du fluide.

La convection forcée : lorsque le mouvement du fluide s'effectue grâce à l'action de forces externes (pompes, ventilateurs, agitateurs...).

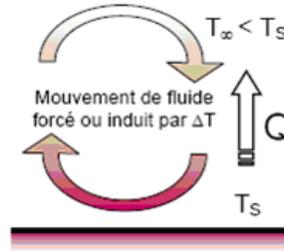


Figure II.3. La convection. [12]

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

La loi de Newton pour la convection est :

$$\Phi = h.S.(T_p - T_f)$$

Tel que :

Φ : Le flux échangé par convection (en w).

h: Coefficient de convection (en w/m².deg)

S : Surface de la paroi en contact avec le fluide (en m²)

T_p : Température de la paroi solide (en k)

T_f : Température du fluide (en k)

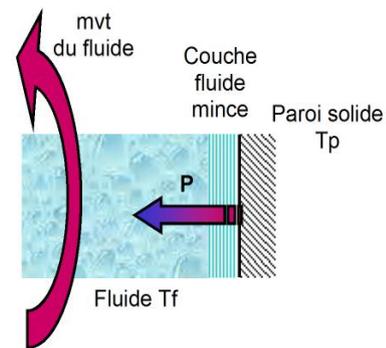


Figure II.4. La loi de Newton [12]

c) Le rayonnement

Dans la transmission de chaleur par rayonnement, le transfert thermique s'effectue par des vibrations électromagnétiques entre deux surfaces (même dans le Vide). Sans aucun contact entre eux, par le déplacement d'ondes dans l'espace qui se propagent en ligne droite sans aucun support de matière. [12] [15]

Finalement, on distingue dans ce mode de transfert quatre phénomènes :

Emission

Absorption

Transmission

Réflexion

Exemple : réchauffement d'un mur par le rayonnement solaire

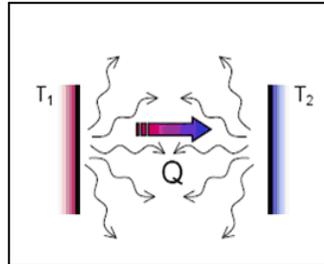


Figure II.5. Le rayonnement [12]

La loi de Stefan Boltzmann : pour le rayonnement s'énonce comme suit :

$$q = \epsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

Où:

q : La densité de flux de chaleur émis par le corps (en w/m²)

ε : Émissivité thermique du matériau (facteur adimensionnel)

σ : Constante de Stefan (en w/m².k⁴, évalué à 5,6.10⁻⁸.k⁴)

T : Température du corps (en K)

II.4. Nombre adimensionnel [9] [10] [12]

➤ Le nombre de Reynolds

Le nombre de REYNOLDS est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité donné par la formule :

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} = \frac{V L}{\nu}$$

Ou :

ρ : Masse volumique en [Kg/m³].

μ : La viscosité dynamique en [Kg/m s].

ν : Viscosité cinématique en [m²/ s].

V : Vitesse moyenne du fluide en [m/ s].

L : Longueur caractéristique en [m].

L'expérience de REYNOLDS relative à un écoulement dans une conduite cylindrique met en évidence deux régimes d'écoulement

Pour les faibles débits l'écoulement est dit laminaire. Et turbulent pour les débits importants. Le débit d'écoulement se caractérise par le nombre de REYNOLDS.

- **Régime laminaire**

Les filets fluides sont des lignes régulières, sensiblement parallèles entre elles.

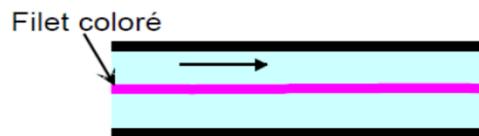


Figure II.6. Écoulement laminaire

L'écoulement reste laminaire tant que le nombre de REYNOLDS reste inférieur à 2300.

- **Régime turbulent**

L'écoulement est perturbé, le mouvement des particules fluides est aléatoire et tridimensionnel. Le régime d'écoulement est considéré comme turbulent si le nombre de REYNOLDS atteint ou dépasse 3000

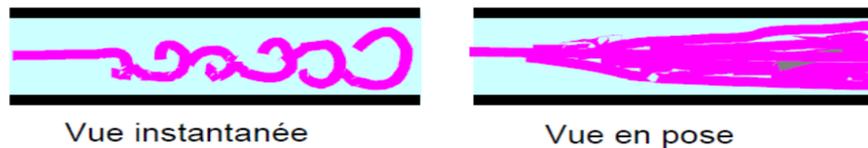


Figure II.7. Écoulement turbulent

Le régime correspondant au nombre de REYNOLDS compris entre 2300 et 3000 est dit transitoire

➤ **Le nombre de Prandtl**

C'est le rapport de la diffusivité de la matière à la diffusivité thermique donné par :

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$$

C_p : la chaleur massique [j/kg°C].

λ : la conductivité thermique [w/m°C].

➤ **Le nombre de Nusselt**

Il représente la quantité de chaleur échangée par la convection rapportée à la quantité de chaleur par conduction.

$$\text{Nu} = \frac{hL}{\lambda}$$

h : Le coefficient d'échange convectif en [w/m²°C]

II.5. Echangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur, comme son nom l'indique, est un dispositif qui facilite le transfert d'énergie, sous forme de chaleur, entre deux ou plusieurs fluides. Des fluides chauds circulent depuis l'entrée de l'échangeur jusqu'à leur sortie en cédant une partie de leur enthalpie à des fluides froids qui, eux aussi, circulent entre des entrées et des sorties distinctes de celles des fluides chauds. Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi à travers laquelle les échanges se font par conduction. Le transfert de chaleur fluides-paroi se fait par convection. [10] [12]

II.5.1. Critères de classement des échangeurs [6] [9] [10] [12]

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs. Énumérons les principaux.

➤ **Classement technologique**

C'est la classification la plus utilisée, on distingue

- des échangeurs à tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- des échangeurs à plaques
- des échangeurs à ailettes (Tubes ailettes, plaques ailettes)..

➤ **Classement suivant le procédé de transfert**

Echangeur à contact direct (Les deux fluides sont en contact direct comme les tours de refroidissement, refroidisseurs de vapeur des centrales thermiques ...)

Echangeur à contact indirect (Les deux fluides sont séparés par une surface)

➤ **Classement suivant la compacité de l'échangeur**

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur. R.K. Shah propose qu'un échangeur soit considéré comme compact si sa

compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Une classification en fonction de la compacité peut être donnée :

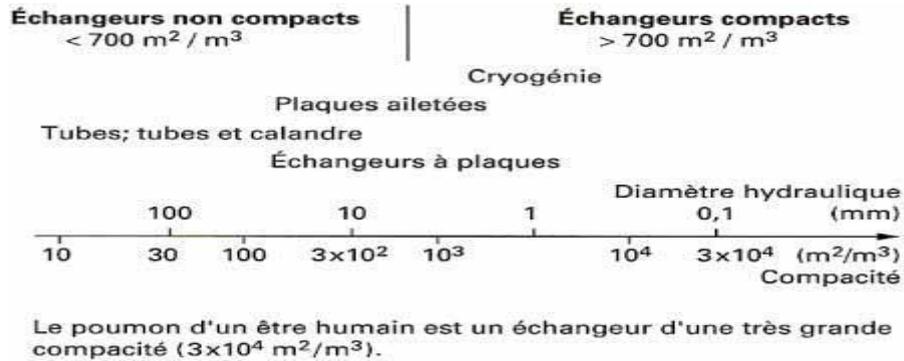


Figure II.8 classification des échangeurs en fonction de la compacité [6]

➤ **Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange**

On retiendra deux types de paroi :

- les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux: superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

➤ **Classement sens de l'écoulement des fluides**

Le sens d'écoulement des deux fluides permet de distinguer trois types d'échangeurs

Echangeurs à co-courants : lorsque les deux fluides circulent parallèlement et dans le même sens

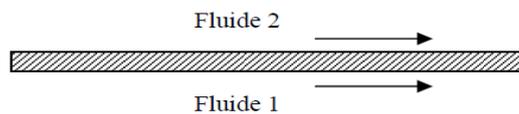


Figure II.9. Échangeur à écoulement co-courants [9]

Echangeurs à contre-courants : lorsque les deux fluides circulent parallèlement et dans des sens contraires

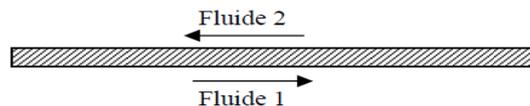


Figure II.10. Échangeur à écoulement contre-courants [9]

Echangeurs à courants croisés : lorsque les deux fluides circulent dans des directions qui se croisent. Si les deux fluides traversent l'échangeur une seule fois, le système est dit à une seule passe, si un des fluides fait plusieurs passages la configuration à courant croisés peut

être « globalement à co-courant ou courants parallèles » appelé aussi échangeur croisé méthodique ou « globalement à contre-courant » appelé échangeur croisé anti-méthodique.

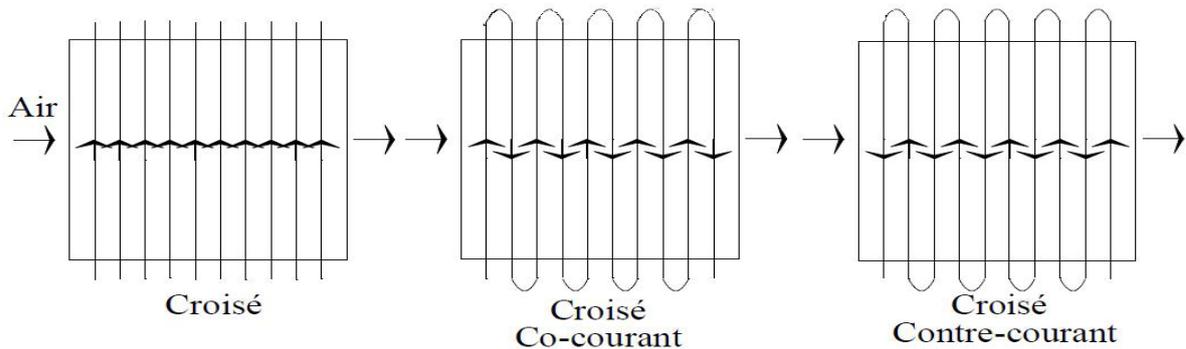


Figure II.11. Échangeurs à courants croisés [9]

Quel choix proposer ?

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée dépend de nombreux paramètres : les propriétés physiques des fluides, leur agressivité, les températures ainsi que les pressions de service. Les contraintes d'encombrement et de maintenance doivent aussi être prises en compte, ainsi que les considérations économiques. [6]

II.5.2. Les différents types d'échangeurs [6] [9] [10] [12] [15]

II.5.2.1. Les échangeurs à plaques

Un échangeur à plaques est constitué d'un ensemble de plaques métalliques embouties au travers desquelles s'effectue le transfert de chaleur entre deux fluides

Les plaques sont serrées entre un bâti fixe et un bâti mobile. Elles sont positionnées et guidées par 2 barres support inférieure et supérieure

Les bâtis maintiennent les plaques serrées au moyen de tirants. Les deux barres guides sont-elles même supportées par un pied support.

Un joint par plaque assure l'étanchéité de l'échangeur ainsi que la répartition des fluides dans les canaux formés par deux plaques.

Les fluides chauds et froids circulent en passages alternés, chaque fluide froid est entouré par deux fluides chauds et inversement. Du fait de leur compacité, ces échangeurs permettent une grande surface d'échange dans un volume limité

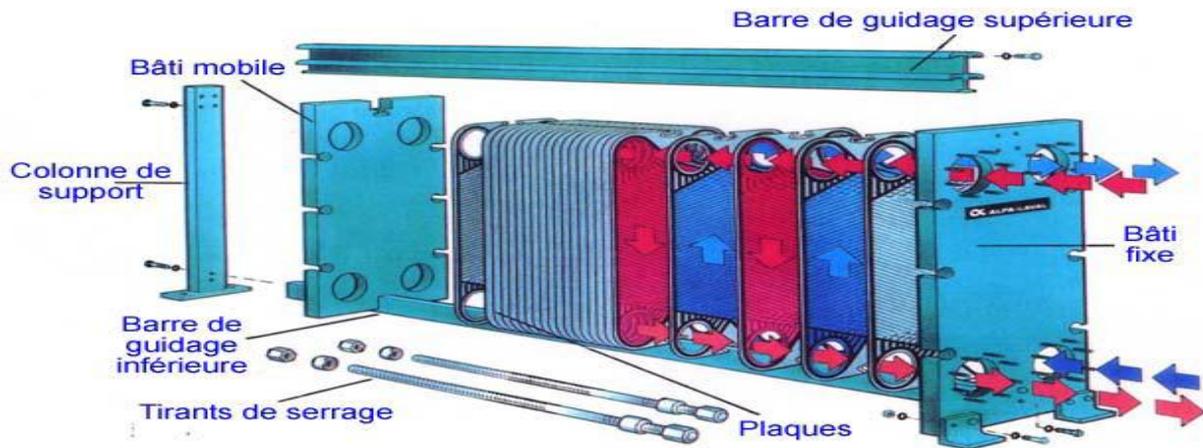


Figure II.12. Échangeur à plaques



Figure II.13. Détail de plaques d'un échangeur à plaques [15]

- ✚ Grande compacité $300 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- ✚ Surface jusqu'à 1500 m^2 en un seul appareil
- ✚ Pressions maximales de 21 bars
- ✚ Températures maximales de 180°C
- ✚ Pour des débits jusqu'à $2500 \text{ m}^3/\text{H}$

II.5.2.2. Les échangeurs tubulaires

Ils sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange ; on distingue des échangeurs mono tube (serpentin), bi tubes (tubescoaxiaux/ « double tube »), faisceaux de tube enfermés dans une enveloppe appelée calandre (tubes à calandre/ « shell& tubes »)

II.5.2.2.1 Échangeur monotube

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin comme montré à la figure au-dessous.

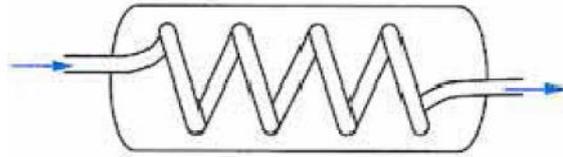


Figure II.14: Échangeur monotube en serpentin [6]

II.5.2.2.2 : Échangeur coaxial

Dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés ; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur comme montré à la figure au-dessous

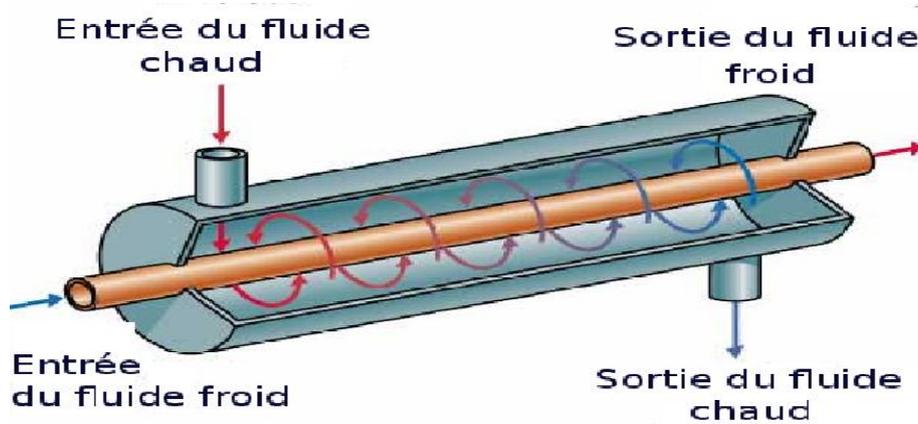


Figure II.15 : Échangeur coaxial [12]

II.5.2.2.3 : Les échangeurs à faisceau tubulaire

Un des fluides circule dans un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires.

Ce faisceau est logé dans une calandre munie de tubulures d'entrées et de sortie pour le fluide circulant à l'extérieur des tubes du faisceau.

Pour augmenter le transfert du côté calandre on installe des chicanes ; ces dernières rendent le chemin d'écoulement plus long et augmentent la turbulence.

De plus, celles-ci ont pour rôle entre autres de supporter les tubes du faisceau afin d'éviter leurs déformations.

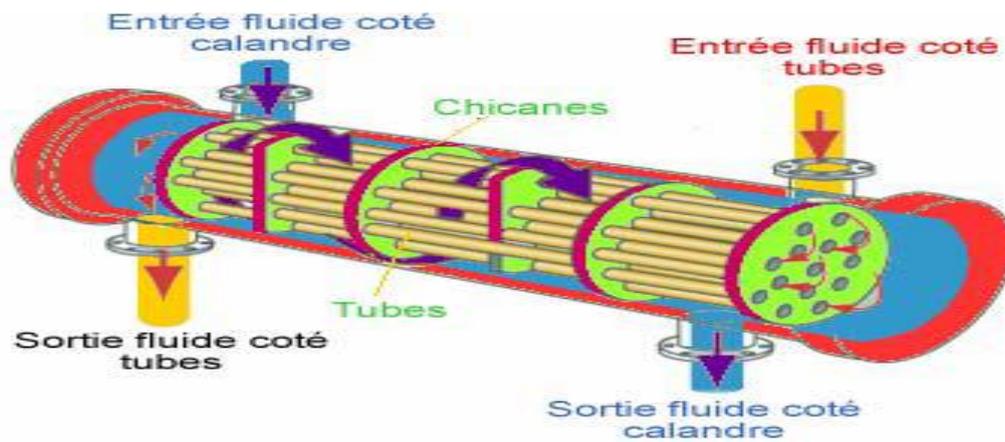


Figure II.16 Principe de l'échangeur tubulaire [12]

Les Échangeurs tubulaires sont constitués

- D'un faisceau tubulaire
- D'une calandre
- De boîtes de distribution et de retour

Le faisceau tubulaire est composé de deux à plusieurs centaines de tubes soudés ou dudgeonnés à leur extrémité sur une plaque

La calandre est un tube cylindrique de gros diamètre dans laquelle est placé le faisceau tubulaire.

Les boîtes de distribution et de retour sont fixées aux extrémités et servent de collecteur pour le fluide circulant dans les tubes.



Figure II.17. Exemple d'un échangeur tubulaire [15]

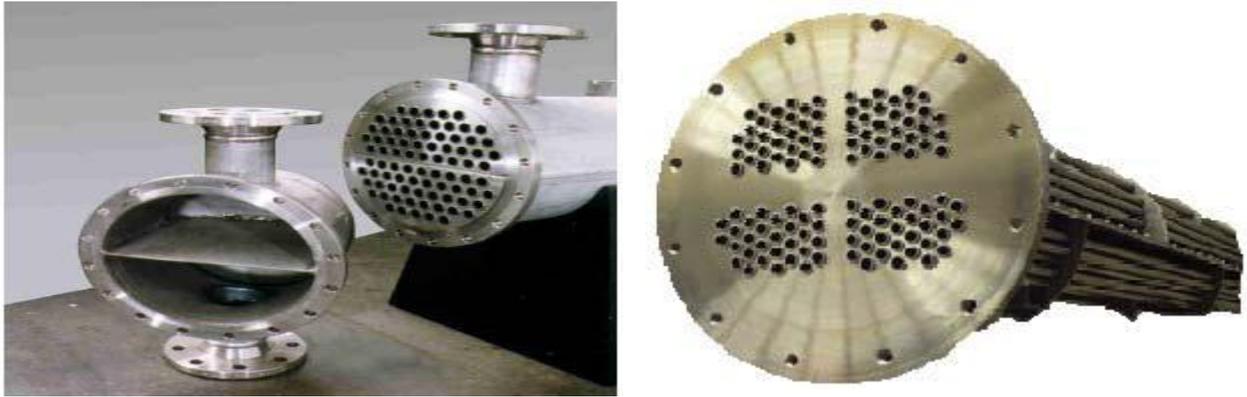


Figure II.18. Exemple de faisceau tubulaire [15]

II.5.2.3. Les échangeurs à ailettes

Les échangeurs à ailettes sont constitués d'un faisceau de tubes, répartis en rangs ou nappes, dans lesquels circule un fluide caloporteur ayant un bon coefficient d'échange. Le fluide extérieur étant un gaz (air généralement) nécessite un ailetage externe des tubes pour augmenter la surface d'échange

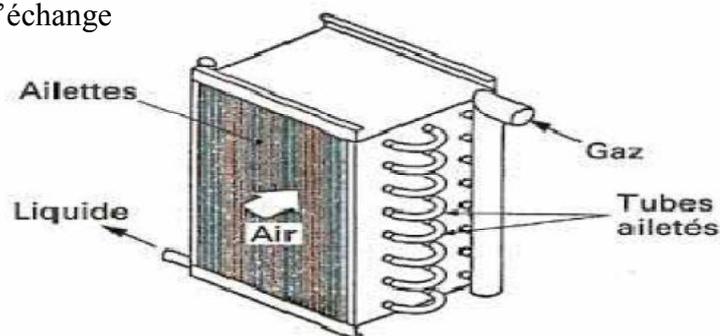


Figure II.19. Échangeur à tube ailette [6]

Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons.

➤ Ailettes transversales

Elles peuvent être *continues* ou *indépendantes*

Les ailettes continues sont traversées par plusieurs tubes. De forme généralement rectangulaire. Elles peuvent être planes ou ondulées ; l'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique.

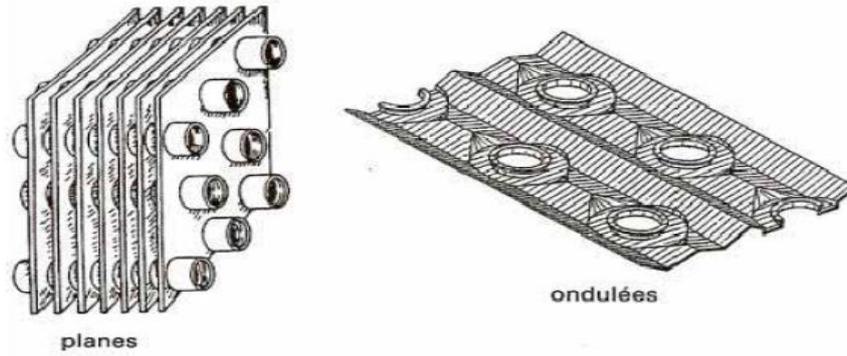


Figure II.20. Ailettes continues [6]

Les ailettes indépendantes sont traversées par un seul tube. Elles peuvent être pleines ou segmentées.

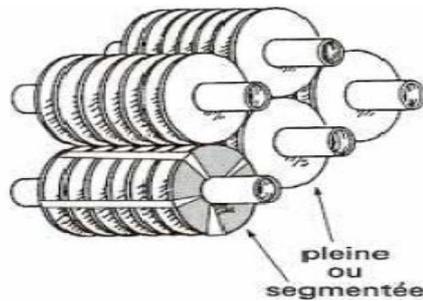


Figure II. 21. Ailettes indépendant [6]

➤ Ailettes longitudinales

Les ailettes sont disposées suivant l'axe des tubes ; elles peuvent être situées à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes. Pour améliorer le transfert de chaleur, elles sont quelquefois localement torsadées.

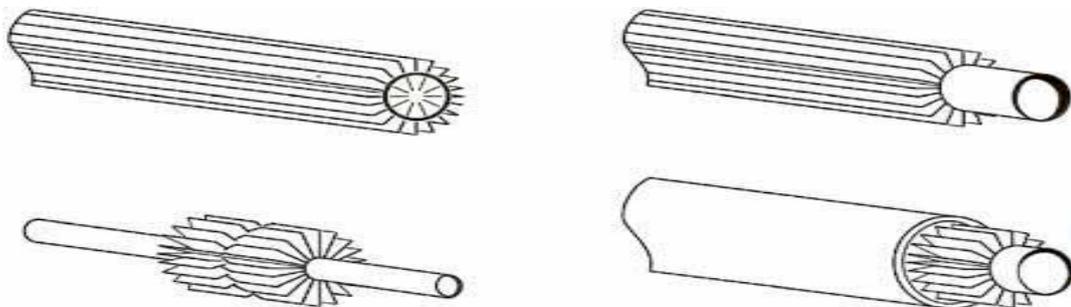


Figure II. 22. Ailettes longitudinales [6]

Conclusion

Vu l'importance industrielles des échangeurs de chaleur, il en existe de nombreux types qui s'adaptent à leurs diverses utilisations.

On s'intéresse dans cette étude aux échangeurs à ailettes et plus précisément les aéroréfrigérants. Le chapitre suivant explique ce type d'échangeurs en détails.

Chapitre III
Etude technologique et
diagnostique du problème
du circuit de
refroidissement

Introduction

Les aéroréfrigérants constituent la troisième grande famille des échangeurs, ils sont constitués de tubes et d'ailettes. On utilise les ailettes pour augmenter la surface d'échange.

Les aéroréfrigérants utilisent l'air ambiant comme fluide de refroidissement. Cet air après aspiration par des ventilateurs axiaux traverse des faisceaux de tubes comportant des ailettes extérieures. A l'intérieure de ces tubes circule le fluide à refroidir.

III.1. Description de l'aéroréfrigérant :

Dans l'échangeur (figure III.1), le fluide à refroidir est mis en circulation par une pompe et traverse un ensemble de tubes dont la paroi extérieure est soumise à une circulation d'air naturelle ou forcée. Le fluide à refroidir peut-être de toute nature : huile, gaz, liquide organique, eau, vapeur, etc [10] [12] [15].

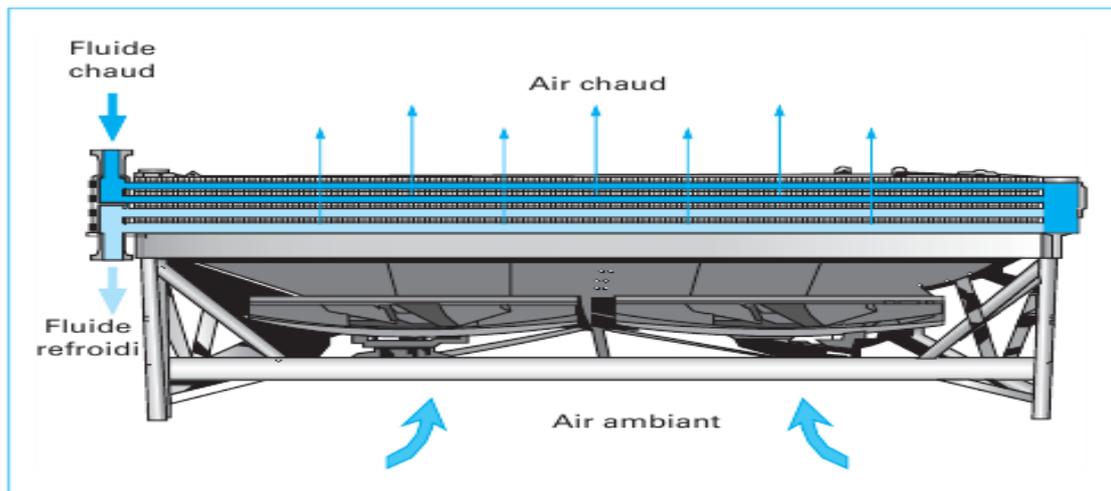


Figure III.1: Principe de fonctionnement d'un aéroréfrigérant [12].

L'aéroréfrigérant est composé d'une surface d'échange et d'un moyen de ventilation. Le fluide à refroidir passant dans des tubes et l'air extérieur passant autour des tubes munis d'ailettes pour augmenter le coefficient d'échange thermique. Par exemple, la surface d'échange peut être composée de tubes en cuivre et d'ailettes en aluminium, avec des groupes moteurs-ventilateurs pour assurer la circulation de l'air et l'évacuation de la chaleur

A l'intérieur des tubes ailetés circule le produit en condensation, ou en réfrigération. Le faisceau aboutit à des boîtes de distribution ou collecteurs, qui répartissent le débit en une ou plusieurs passes. Ces boîtes de distribution peuvent être à couvercle démontable ou soudé. [10] [12] [15]

Dans ce dernier cas, un bouchon fileté se trouve dans l'axe de chaque tube ce qui permet de le nettoyer, ou de le condamner.

Des ventilateurs produisent la circulation de l'air à travers le faisceau. Dans tous les cas, l'air circule de bas en haut et selon la disposition du ventilateur par rapport au faisceau de tubes, on distingue

- les appareils à **tirage induit** (Induceddraft) (Figure III.2) le ventilateur est au-dessus du faisceau.
- les appareils à **tirage forcé** (Forceddraft) (Figure III.3) le ventilateur est sous le faisceau

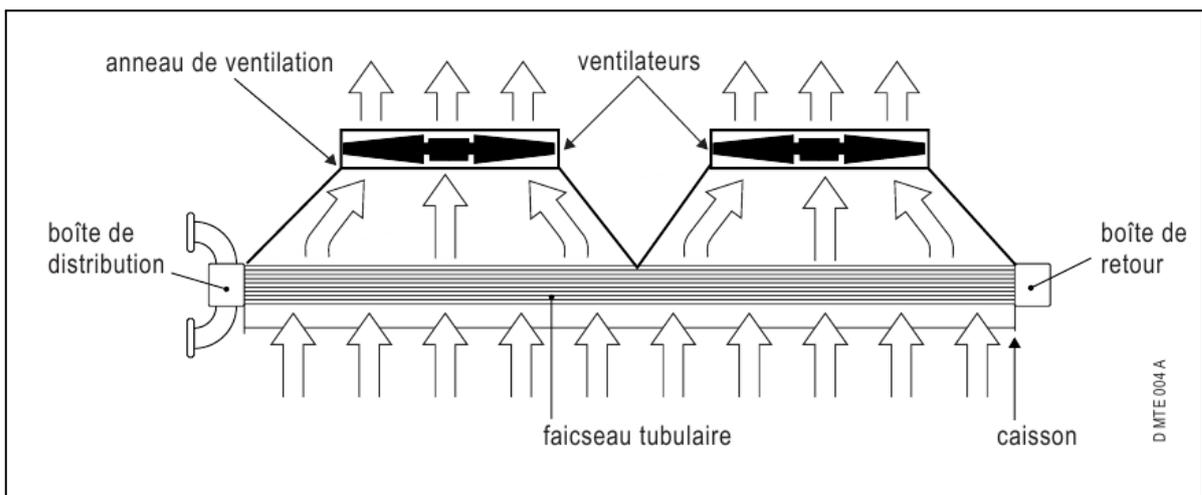
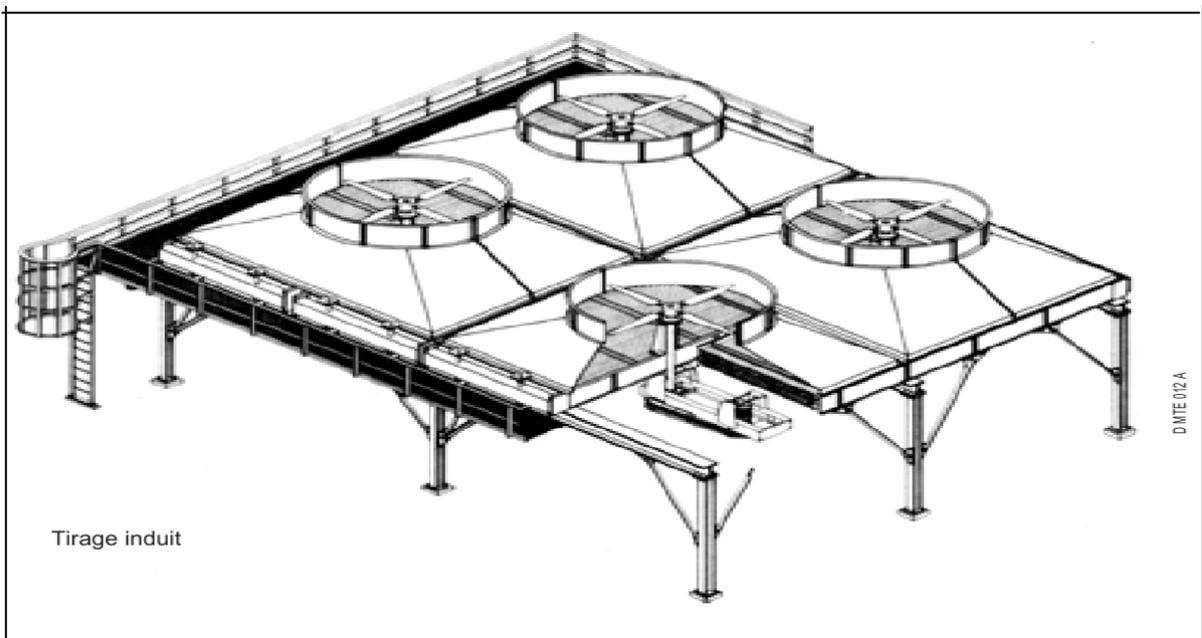


Figure III.2 : Principe de l'aéroréfrigérants à air induit [12] .

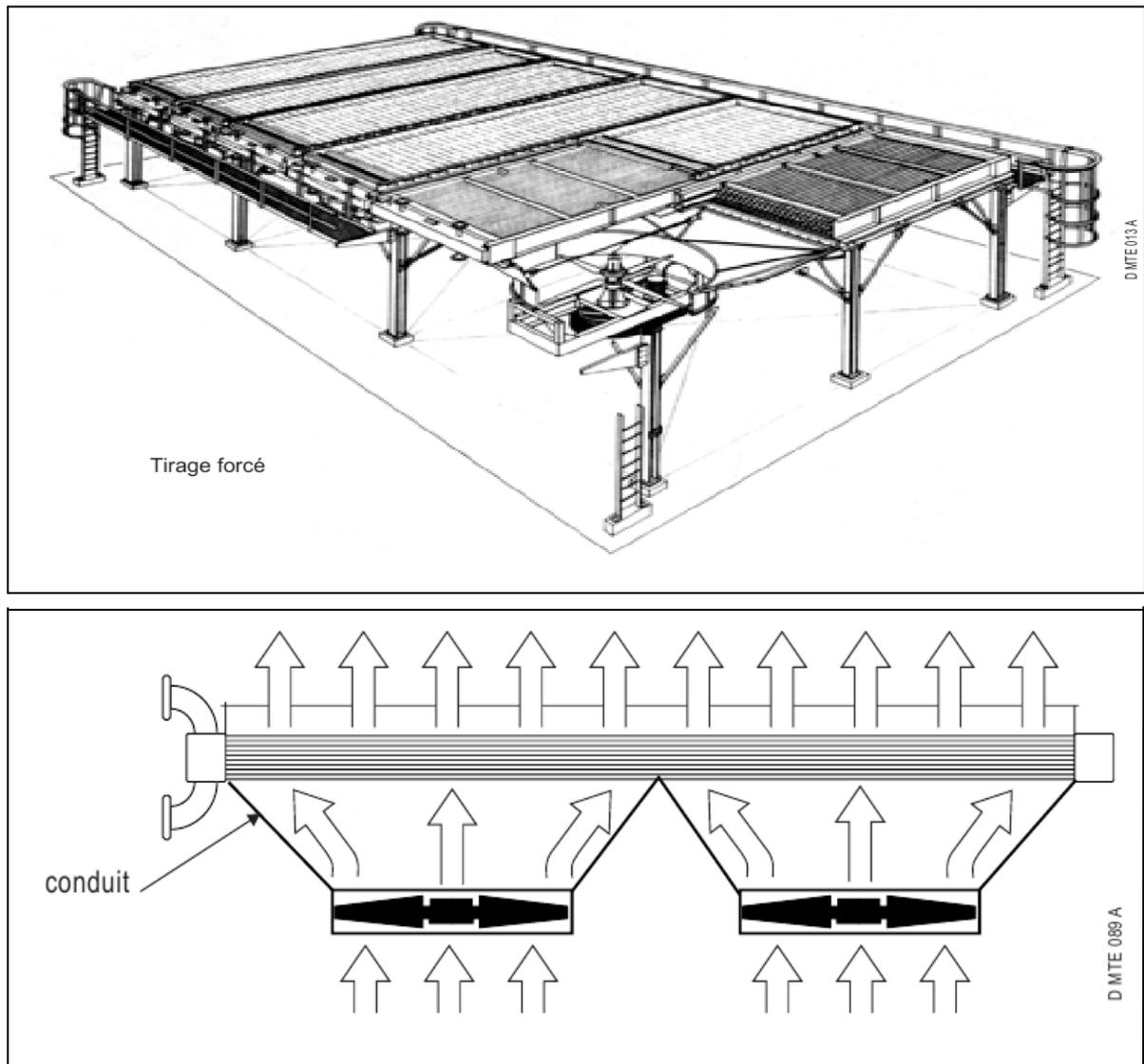


Figure III.3 : Principe de l'aéroréfrigérants à air forcé [12].

III.2. Les avantages et les inconvénients de chaque technologie [2] [3] [5] [10]

III.2.1 Les avantages de tirage induit :

- La position du ventilateur assure une bonne protection du faisceau contre les conditions climatiques (Pluies, rayonnement solaire).
- La vitesse de sortie de l'air chaud est 2 à 2.5 fois plus grande qu'en air forcé, ce qui réduit les risques de recirculation de l'air, notamment en cas de vents latéraux
- Place libre sous le faisceau pour l'installation d'autres équipements sous réserve des problèmes de sécurité
- Le niveau de bruit au sol est plus faible qu'en configuration forcée

III.2.2 Les inconvénients de tirage induit

- Les ventilateurs et même les moto-ventilateurs reçoivent l'air chaud tiré dont la température ne doit pas être excessive 70 °C pour des pâles en plastique, et 100°C pour de pâles en aluminium.
- Les composants d'entraînement de ventilateur sont moins accessibles pour l'entretien
- Pour un même débit massique d'air en circulation, la puissance du ventilateur en tirage induit est plus grande.

III.2.3 Les avantages de tirage forcé

- Bonne disposition de l'ensemble moto-ventilateur qui travaille dans l'air froid
- Puissance consommée plus faible
- Une meilleure accessibilité des éléments mécaniques pour l'entretien.

III.2.4 Les inconvénients de tirage forcé

- Exposition totale des tubes au soleil et à la pluie.
- Plus de risques de circulation d'air chaud refoulé par les ventilateurs.
- Le niveau de bruit au sol est plus grand.

III.3 Champ d'application des aéroréfrigérants [4] [5]

- Industries pétrochimiques ;
- Stations de compression de gaz ;
- Stockage de gaz ;
- Unité de production de PVC, polyéthylène, fibre de verre ;
- Usines de soude caustique ;
- Usines de coke ;
- Usines de transport et de manipulation d'ammoniaque ;
- Usines de caoutchouc ;
- Industrie du froid et du conditionnement de l'air.

III.4. Avantages et inconvénients des aéroréfrigérants par rapport au refroidissement à l'eau [2] [3] [12].

III.4.1.les Avantages

- Disponibilité en quantités illimitées de l'air ;
- L'emplacement de l'aéroréfrigérants n'est pas conditionné par la proximité d'une source d'eau;
- Les frais d'entretien sont faibles (20 à 30%) par rapport au refroidissement à l'eau ;
- Disponibilité et gratuité de l'air tout le long de l'année ;
- Pas de calcaire, de sel ou de dépôts, pas de formation de substances organiques ;
- Peu corrosif et peu de problèmes de nettoyage ;
- Pas besoin de suivre la qualité de l'air et pas de traitement chimique à faire ;
- Peu d'impact sur l'environnement ;
- Il est facile de localiser d'éventuelles fuites.

III.4.2. Les Inconvénients

- L'air est mauvais convecteur, il nécessite par conséquent de munir les tubes d'ailettes ;
- L'air ne peut refroidir à des températures basses en raison de sa faible capacité calorifique ;
- Les variations saisonnières et journalières de la température de l'air changent les performances des aéroréfrigérants ;
- Les aéroréfrigérants ne doivent pas être placés à proximité de gros obstacles, tels que bâtiments, arbres, etc...., la circulation pourrait être gênée ;
- Les ventilateurs génèrent des grands bruits.

III.5. Pièces de construction [3] [4] [8] [9] [10] [11] [12].

Les aéroréfrigérants sont des appareils de construction simple et peuvent fonctionner pendant de longues périodes sans incidents. La source principale de pannes est le moto-ventilateur parce qu'il constitue un système en mouvement. Ce sont les paliers, les courroies, les roulements et boîtes à vitesses qui représentent les pannes les plus fréquentes.

Ils sont constitués des éléments principaux suivants :

- Faisceau tubulaire ;
- Collecteur ou système de distribution du fluide chaud ;
- Des ventilateurs ;
- Boite de distribution de l'air ;
- Système de régulation ;
- Structure métallique de soutien.

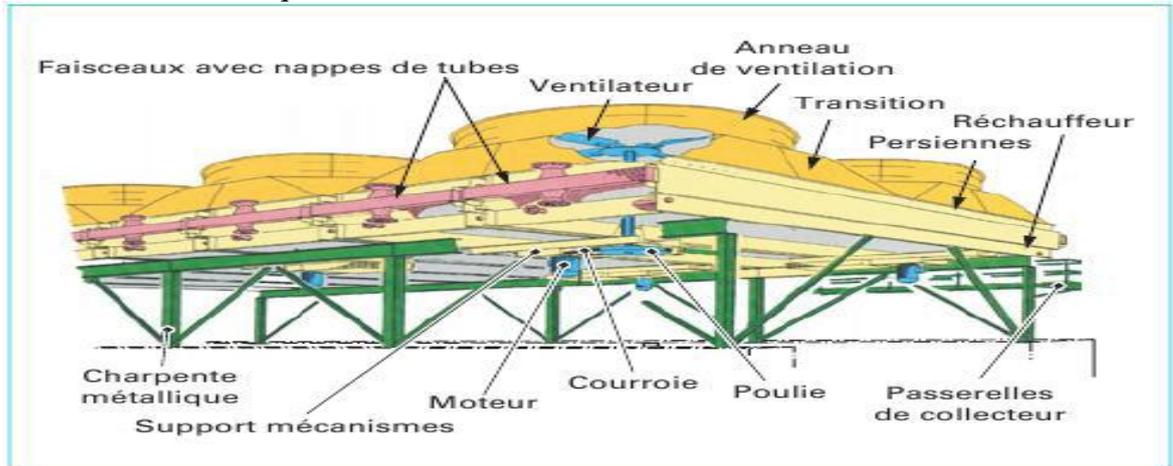


Figure III.4 : la constitution d'un aérorefrigérant [12].

III.5.1. Faisceau tubulaire

Les faisceaux tubulaires des aérorefrigérants sont généralement fabriqués en utilisant extérieurement des tubes ailetés placés en hauteur. Les ailettes sont enroulées en hélice sur le tube de base. La qualité de la liaison mécanique est primordiale et fonction de la température d'opération. Différents modes de construction sont utilisés pour réaliser des types d'ailettes adaptées aux conditions de services. Les ailettes sont généralement en aluminium, matériau intéressant par sa ductilité pour le façonnage et par sa conductivité thermique pour le transfert de chaleur.



Figure III.5 : Faisceaux d'aérorefrigérant en construction [9].

III.5.2. Tubes ailettés

Les tubes peuvent être en acier au carbone, acier inoxydable, laiton, ou autres alliages.

Le diamètre extérieur préféré est d'un pouce. Quelques fabricants utilisent parfois de plus petits tubes, mais la plupart des aéroréfrigérants ont des tubes qui sont de diamètre extérieur (OD) de 1,0 ", 1,25 ", ou 1,5 ". Les épaisseurs de paroi de tube minimum changent avec le matériau. Dans certains cas avec la pression de service et la température de fonctionnement.

Le diamètre des ailettes varie de 50.8mm à 63.5mm mais Le diamètre le plus utilisé est de 57mm (2.25 in).

En raison de la propreté de l'air et pour améliorer le coefficient de convection air paroi, on dispose les tubes en quinconce. Le pas varie de 55.5mm à 66.7mm pour des tubes de 25.4mm. Le nombre d'ailettes par pouce varie dans ce cas de 7 à 11.

Nombred'ailettes par pouce	7	8	9	10	11
Nombred'ailettes par mètre	275	315	354	394	433
Rapport surface ailette /surface tube nu		17,1	19,2	21,2	23,2

Tableau III.1 : Nombre ailettes selon les constructeurs

III.5. 3. Les différents types d'ailettes

a. Les ailettes type SG-G (Ailettes serties).

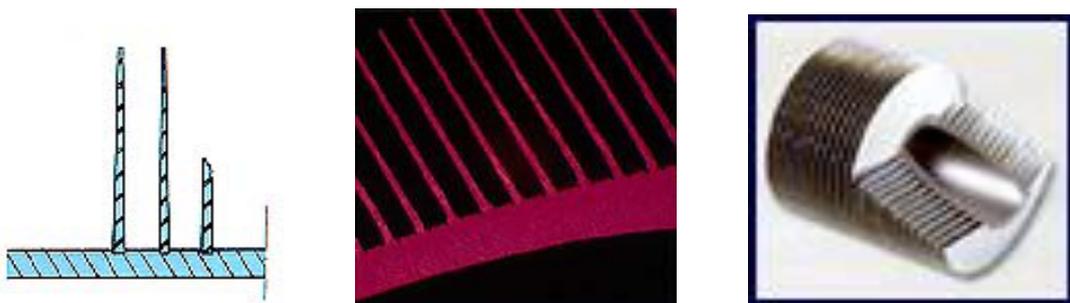


Figure III.6: Ailettes type SG-G (Ailettes serties) [9]

Application : Ailettes à haut rendement pour hautes températures (400°C max)

- Raffineries ;
- Les usines pétrochimiques ;
- Stations de compression de gaz naturel ;
- Condensation de vapeur.

Fabrication : Une saignée hélicoïdale est réalisée sur le tube et la bande métallique formant les ailettes est enroulée et sertie dans celle-ci sous tension, suivi d'un refoulement de matière et de moletage pour combler tout espace vide de la saignée.

Matériau : Aluminium ou cuivre

Matériaux du tube : Tout type de métal

b. Les ailettes de type 'L'

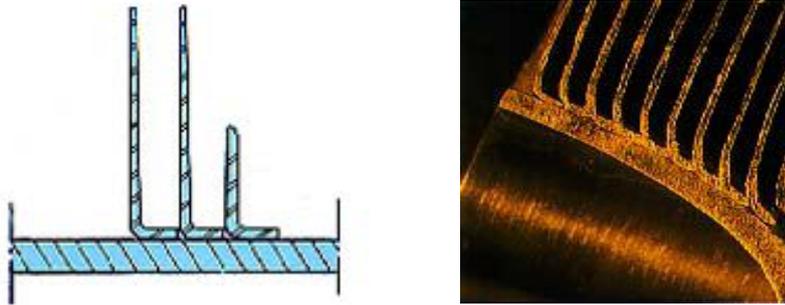


Figure III.7: Ailette type SG-L (Enveloppée) [9].

Application : Ailette standard pour application à basse température où un certain degré de protection du tube est exigé.

Température limite d'utilisation : 120 °C.

Fabrication : Le pied de l'ailette est préformé en L et appliqué sur le tube de base sous tension. Les ailettes sont mises bout à bout ce qui permet un bon degré de protection du tube de base lors d'une utilisation d'un environnement agressif

Matériau : Aluminium ou cuivre

Matériaux du tube : tout type de métal.

c. Les ailettes de type 'LL'

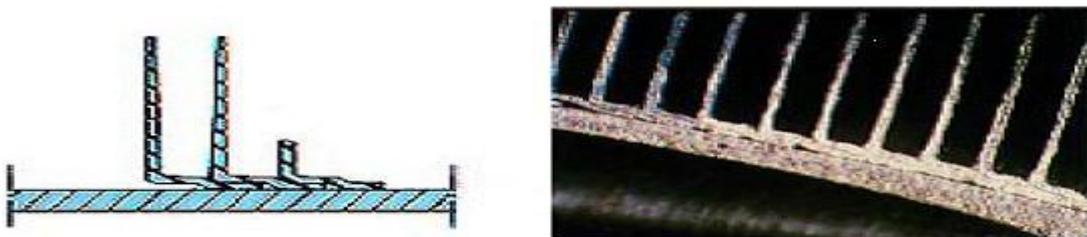


Figure III.8 : Ailettes type SG-LL (ailettes à recouvrement des L) [9]

Application : Ailette du type standard pour des applications à basse température donnant une meilleure protection contre la corrosion atmosphérique du tube que le type simple L.

Température limite supérieure: 180°C.

Fabrication: Le pied de l'ailette est préformé sous forme double LL (avec recouvrement des L) et appliqué sous tension sur le tube nu. Cependant, le pied des ailettes est pré formé de façon à ce que les ailettes se chevauchent. Ce qui permet d'améliorer la protection anticorrosion et la réduction de la résistance thermique

Matériau : Aluminium.

d. Les Ailettes bimétalliques extrudées

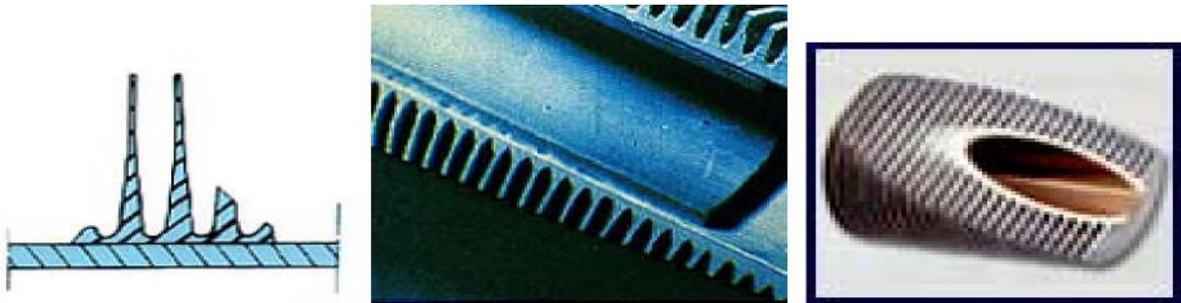


Figure III.9: Ailettes bimétalliques extrudées [9]

On emmanche un tube en aluminium sur le tube interne en matériau dur dont la surface extérieure a été soigneusement polie et dégraissée. Le tube en aluminium subit alors une extrusion qui permet de refouler la matière de manière à former des ailettes de bon rendement thermique. Dans certains cas les ailettes peuvent être cannelées pour augmenter le coefficient global de transfert thermique.

Champ d'application :

Raffineries de pétrole, produits chimiques et usines pétrochimiques

- Stations de compression de gaz naturel
- Condensation de vapeurs
- Usines d'incinération de déchet ménager
- Réchauffeurs pour les unités de séchage du bois

Température limite supérieure : 250°C à 300°C.

III.5.4. Les boîtes de distributions ou collecteurs :

Les boîtes ou collecteurs permettent d'introduire et de répartir le fluide chaud à l'intérieur des tubes et de récupérer le fluide réfrigéré ou condensé à la sortie.

Ils relient les tubes entre eux et sont soit :

- A bouchons dévissables.
- Avec couvercle démontable permettant l'accès aux tubes pour des fluides encrassant
- Collecteurs spéciaux pour haute pression (manifold).

a. Boîte à bouchons dévissables

Le distributeur type bouchons est utilisé pour des pressions jusqu'à 120 bars. Ce système permet pour chaque tube sa dilatation, le nettoyage mécanique, et le branchement en cas de fuite.

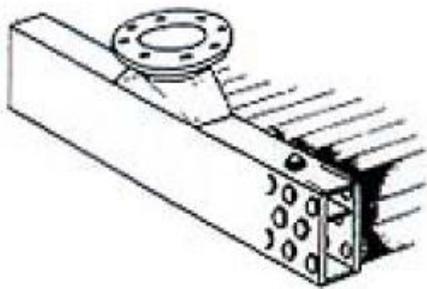


Figure III.10 Boîte de distribution à bouchons dévissables [12]

b. Boîte à couvercle démontable

Ce distributeur possède un couvercle démontable pour assurer des nettoyages mécaniques fréquents. Il est utilisé pour des fluides très encrassant et des pressions allant jusqu'à un maximum de 40 bars.

Il est également utilisé pour des fluides très corrosifs afin de vérifier périodiquement l'avancement de la corrosion.

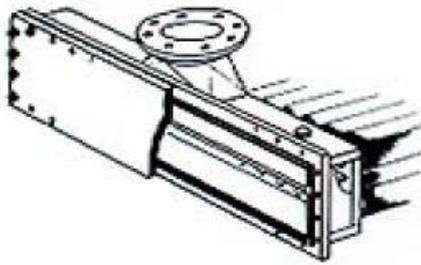


Figure III.11 Boite de distribution à couvercle démontable [12]

c. Collecteur cylindrique (pour les haut pression)

Les manifolds type cylindriques sont utilisés pour les pressions de plus de 200 bars. Les tubes en U qui sont utilisés dans ces circonstances, sont soudés sur le collecteur. Les soudures sont soumises à un traitement thermique et examinées aux rayons X.

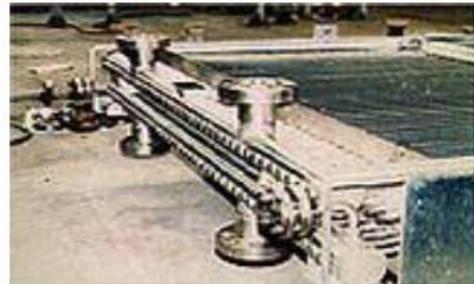
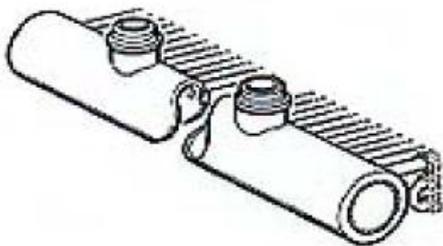


Figure III.12 Collecteur cylindrique [12]

III.5.5. Système de ventilation

La circulation d'air à travers le faisceau d'aéroréfrigérant est assurée par un ou plusieurs ventilateurs entraînés par moteur électrique (**figure III.13**)

Les principales caractéristiques des moteurs sont :

- Vitesse de rotation de 750 à 1 800 tr/min en fonction de la fréquence de l'alimentation électrique du site (50 Hz ou 60 Hz) et du nombre de pôles (plusieurs pôles magnétiques)
- Puissances de 0,75 à 75 kW (7,5 kW = 10 Ch) ;

- Moteurs fermés étanches ;
- Moteurs de sécurité pour atmosphère explosive ou inflammable ;
- Montage à brides ou à pattes.

Les principales caractéristiques des ventilateurs sont :

- De 4 à 6 pales ou plus ;
- Pales en aluminium ou en polyester (FRP Fiberglass Reinforced Polyester) ;
- Diamètres de 2 pieds (610 mm) à 18 pieds (5 500 mm) ;
- Angles des pales avec précalage ou variable.

La vitesse du ventilateur est définie en fonction du débit d'air nécessaire pour atteindre les performances thermiques souhaitées de l'appareil. En général, la vitesse du ventilateur est inférieure à celle du moteur, ce qui nécessite d'installer une réduction de vitesse entre les deux.

La transmission est donc assurée, soit par :

- Des poulies et une courroie crantée pour des puissances de moteur de 10 à 45 kW ;
- Un réducteur à engrenages pour des puissances de moteur supérieures à 45 kW.

Très exceptionnellement, et pour des puissances de quelques kilowatts, un entraînement direct moteur-ventilateur peut être utilisé.

Un soin particulier doit être apporté à la conception du groupe motoréducteur-ventilateur, notamment sur les points suivants :

- Ventilation correcte des équipements mécaniques (surtout moteur) ;
- Dimensionnement pour fonctionnement de longue durée (24 h/24) ;
- Respect du niveau de bruit imposé (utilisation d'un insonorisant si nécessaire) ;
- Lubrification et accès pour entretien (en particulier, dépose moteur) ;

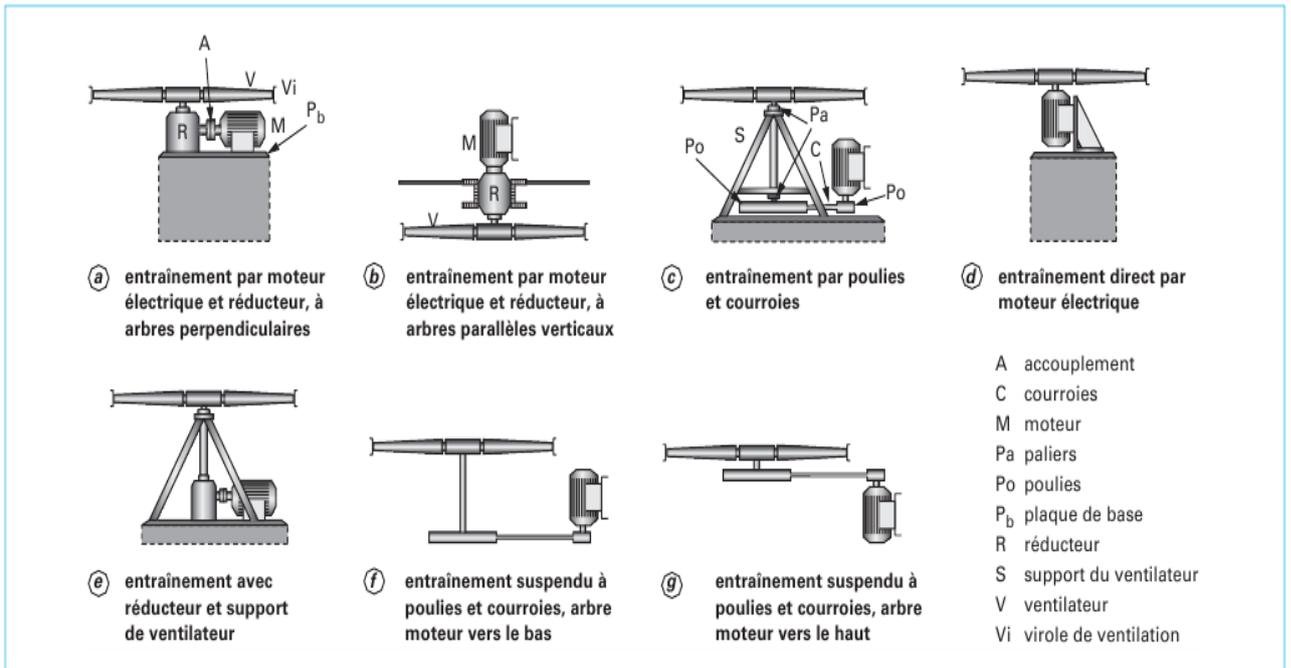


Figure III.13: Les différents montages du système de ventilation [12]

III.5.6. Boite de distribution de l'air

Pour le système de distribution d'air entre les ventilateurs et les faisceaux tubulaires, on emploie les noms suivants :

- boite à air.
- chambre de distribution d'air.
- hotte ou caisson.

La chambre de distribution d'air est généralement du type pyramido-tranconique pour assurer une meilleure répartition de l'air sur toute la surface faciale ; un élément cylindrique à l'intérieur duquel se trouve le ventilateur est soudé sur la hotte et constitue l'anneau de ventilation. Le jeu entre les pales et l'anneau de ventilation doit être très faible pour une bonne efficacité. Quelques fabricants utilisent le type « honeycomb » (nids d'abeilles) qui, tout en réduisant le jeu, abaisse le niveau sonore du ventilateur.

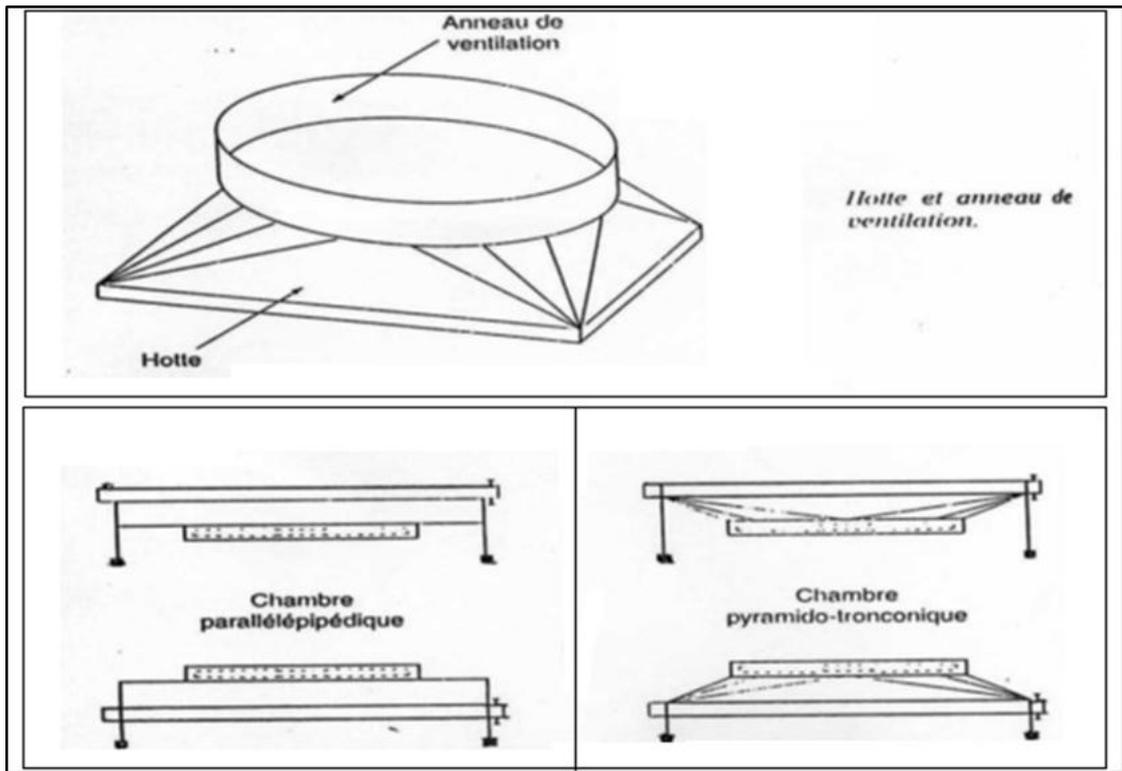


Figure III.14: Système de distribution d'air [12]

III.5.7. Système de régulation des aéroréfrigérants

La température de l'air étant sujette à variations, il existe différents systèmes de régulation de ces appareils dont les principaux sont :

- Arrêt ou mise en service d'un ou plusieurs ventilateurs,
- Pales à inclinaison variable permettant de faire varier le débit d'air en circulation soit d'une manière continue en marche, soit par un changement de réglage à l'arrêt,
- Vitesse variable des ventilateurs,
- Utilisation des persiennes ou ventelles placées au-dessus du faisceau permettant de réguler le débit d'air

III.5.8. Description de l'aéroréfrigérant de la station de pompage SP2 [1]

Le système d'eau de refroidissement est un système de distribution en circuit fermé conçu pour satisfaire aux exigences de dissipation de chaleur du système de lubrification du système d'air d'atomisation et du système de refroidissement du moteur diesel. Il se compose essentiellement des accessoires suivants

1- Un réservoir tampon avec interrupteur de niveau d'eau

Le niveau d'eau dans le réservoir est détecté par un interrupteur de bas niveau d'eau 71WL, qui est relié à l'annonceur. Une jauge de niveau en verre est fournie pour l'observation visuelle, et des connexions de remplissage et d'évent ont été placées sur le réservoir.

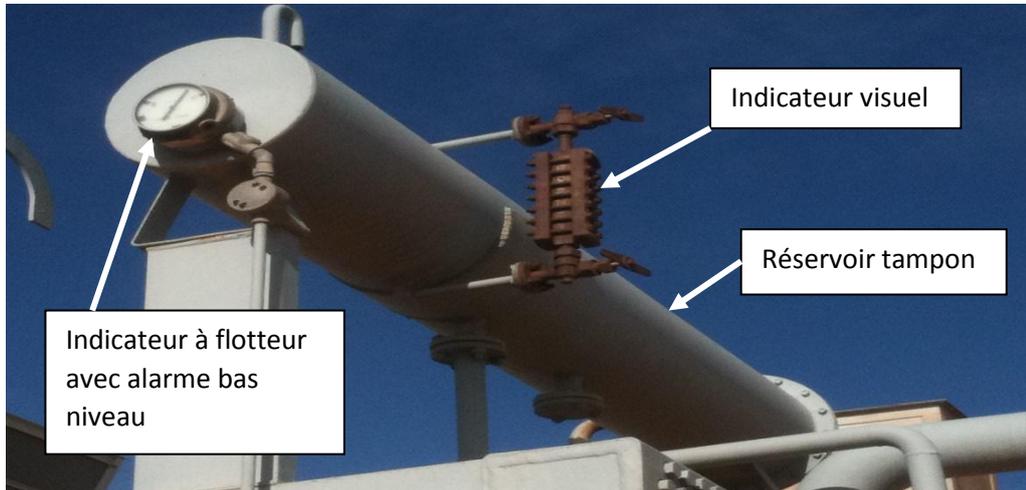


Figure III.15. Réservoir tampon de l'aéroréfrigérant

2- Un échangeur de chaleur air-eau sous forme de tubes (faisceau tubulaire)

Les tubes sont arrangés en nappes superposées appelées aussi rangées de tube ailetés placés horizontalement formant le faisceau tubulaire

Leurs caractéristiques sont comme suit :

- les tubes :

- Matériau ; Amirauté
- Nombre de tube 166 tubes ;
- Longueur 8500 mm ;
- Volume $0,692\text{m}^3$;
- Surface d'échange 111 m^2 ;
- Nombre de passe 04 ;
- Chaleur échangé 478800 kcal / h à 20 C° ;



Figure III.16. Faisceau tubulaire de d'aéroréfrigérant

-Les ailettes :

- Matériau ; Aluminium
- Nombre d'ailette /mètre ; 472
- Diamètre externe ; 57mm
- Type ; Tension Epaulement

3-Deux ventilateur à tirage forcé

Les ventilateurs sont disposés de façon à ce qu'ils fonctionnent à température ambiante maximale. Les ventilateurs sont contrôlés par des thermostats identiques (26WC-1et 2). Le ventilateur N°1 (88 CT-1) démarrera quand la température de l'eau quittant l'échangeur de chaleur s'élèvera à 21°C environ. Le second ventilateur (88 CT-2) démarrera quand la température de l'eau quittant l'échangeur de chaleur s'élèvera à 32°C environ. quand cette température tombe à 13°C ou quand la turbine est arrêtée

Les caractéristiques des ventilateurs sont :

- Type ; Hélice, Koppers
- Nombre/baies ; 2
- Diamètres ; 2,44 m

- TPM ; 438
- Nombre de pale ;6
- Matériau ; Aluminium



Figure III.17. Ventilateur à tirage forcé

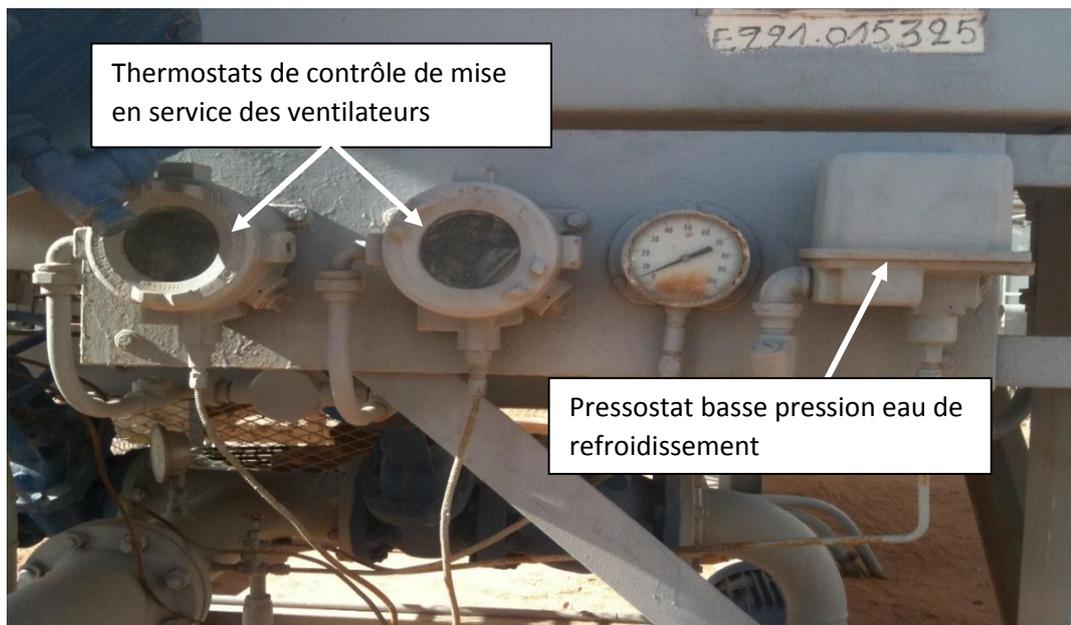


Figure III.18. Thermostats de contrôle de mise en service des ventilateurs

4-des interrupteurs de détection de vibration 39 CT 1 et 2

Des interrupteurs de vibration 39 CT 1 et 2 arrêteront également les ventilateurs qui leur sont respectivement associés, chaque fois qu'il y aura une vibration excessive dans l'un des deux. Ils enverront aussi un signal d'alarme vers l'annonceur lorsque la vibration est excessive



Figure III.19. Interrupteur de détection de vibration

5-Deux pompes centrifuges à débit entraînés par des moteurs 88WC-1 et 2

De l'échangeur de chaleur, l'eau s'écoule jusqu'à un tamis en "Y", puis dans les deux pompes, la seconde pompe servant de réserve, le choix de la pompe est décidé par le positionnement de l'interrupteur de sélection de phase au centre de commande moteur. Si la pression de la pompe de service tombe au-dessous d'une valeur spécifiée, l'interrupteur de détection de pression ,63WC fonctionnera automatiquement pour démarrer la pompe de réserve 88WC-2. Au refoulement de chaque pompe, un clapet de retenue est prévu pour empêcher l'écoulement inverse à travers la pompe à l'arrêt



Figure III.20. Pompe eau de refroidissement

III.5.9. Problématique relative au refroidissement d'huile de lubrification turbopompe

L'huile de lubrification du groupe turbopompe sujet de ce mémoire doit avoir une température comprise entre 50 et 54°C (selon spécification du constructeur) lors du fonctionnement des machines, afin qu'elle ait une viscosité adéquate pour une meilleure lubrification des paliers turbine, réducteur et pompe, ainsi que les accouplements et engrenages du groupe.

Dans ce but, l'aéroréfrigérant du groupe a pour rôle de maintenir la température de l'huile de lubrification à la température sus-indiquée, qui durant la saison des grandes chaleurs, l'efficacité de cette installation est mise en cause, car la température d'huile durant cette période atteint continuellement la valeur d'alarme qui est de 60°C, ce qui traduit la déficience de ce système, et par là-même engendre probablement le mauvais fonctionnement et des paliers, et des engrenages du groupe, altérant, ainsi, la longévité du groupe, et générant des pertes de production onéreuse, et des coûts de maintenance importants

De ce fait, une solution doit être trouvée, afin de pallier au problème de la montée de température durant la période des grandes chaleurs, qui nuit au bon fonctionnement des machines, et à la longévité de ces dernières.

Causes probables :

En diagnostiquant les dysfonctionnements du système de l'huile de lubrification, et celui du refroidissement, il nous été donné de constater que le problème se situe au niveau du rendement de l'échange thermique soit : au niveau de l'échangeur de chaleur eau/huile, ou au niveau de l'aéroréfrigérant air/eau, car le dispositif de commande automatique des ventilateurs de l'aéroréfrigérant par thermostats fonctionne correctement.

III.5.10. Opérations de Maintenance réalisées :

Compte tenu du diagnostic établi par la maintenance lors de l'exploitation des machines, les opérations suivantes ont été réalisées, lors de la remise en état de la station :

- Vérification et nettoyage des faisceaux de l'échangeur de chaleur eau/huile
- Compte tenu du diagnostic établi par la maintenance lors de l'exploitation des machines, les opérations suivantes ont été réalisées :
- Débouchage des faisceaux de l'aéroréfrigérant
- Correction de la position et forme des ailettes des faisceaux à ailettes

- Vérification de la vitesse de rotation des moteurs et des ventilateurs
- Vérification et correction de l'angle des pales des ventilateurs des aéroréfrigérants
- Contrôle du bon fonctionnement de la vanne thermostatique en mode automatique et manuel
- Mise en marche des deux échangeurs au même temps , au lieu d'un en standby

CONCLUSION

Les opérations de maintenance réalisées sur le circuit de refroidissement d'huile n'ont pas donné le résultat escompté ce qui nous contraint à opter pour un autre mode de fonctionnement de circuit à savoir le même aéroréfrigérant sera utilisé en air-huile

CHPITRE IV

**Dimensionnement de
l'aéroréfrigérant**

Introduction :

L'étude de dimensionnement d'un aéroréfrigérant consiste à déterminer la quantité de chaleur à extraire de l'huile afin de respecter sa température de sortie exigée par le fonctionnement de la turbine.

Dans l'étude d'un aéroréfrigérant on cherche à obtenir une puissance d'échange donnée, avec la plus faible surface d'échange et le moins perte de charge possible, autrement dit un meilleur coût d'investissement et d'exploitation

IV.1. Principe de calcul :

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres tels:

- Les pertes de pression.
- L'encrassement.
- L'encombrement.
- La température de parois à ne pas dépasser.
- La masse volumique des gaz.
- Les matériaux utilisés

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur [7] [8] [9] [10] [12] :

A- Calcul dimensionnel

- La détermination de la surface d'échange S connaissant les températures d'entrée et de sortie des deux fluides, nature et les débits des fluides. [7] [8] [9]

B- Calcul de performance

- La détermination des températures de sortie des fluides et les débits connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange [7] [8] [9]

IV.2. Méthode de la différence de températures logarithmique moyenne (DTLM) :

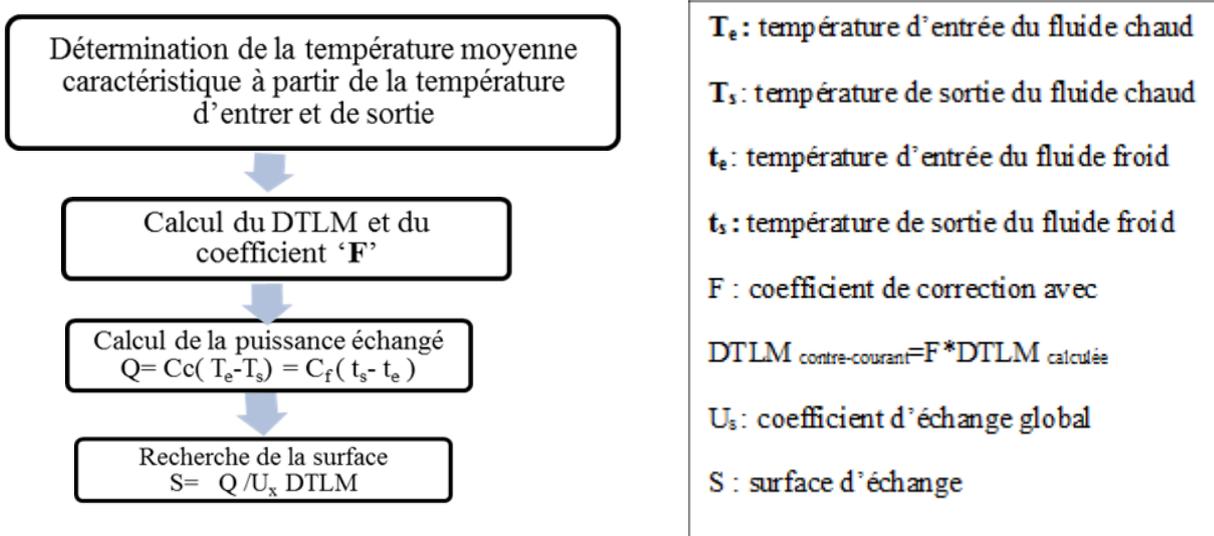


Figure IV.1. Méthode DTLM [7] [12].

IV.3. Vérification de la possibilité d'utilisation de l'aéroréfrigérant air-eau actuel, comme aéroréfrigérant air-huile

En général, dans notre étude on va utiliser la deuxième méthode qui est destinée à la vérification de la possibilité d'utilisation de l'aéroréfrigérant air-eau actuel, comme aéroréfrigérant air-huile cela en connaissant les températures d'entrée et la surface d'échange c'est-à-dire on recherche les températures de sortie des fluides sachant que la température de sortie de l'huile doit être entre 50 et 54° C (exigence du constructeur de la machine)

IV.4. Le déroulement du calcul thermique : [7] [8] [9] [12]

IV.4.1. Les données de l'aéroréfrigérant [1]

a- Caractéristiques du fluide à l'intérieur des tubes à ailettes à la température moyenne

Fluide chaud : l'huile (TORBA 32)

- Débit massique : 90619,2 kg/h
- Température d'entrée : $T_{ce} = 78^\circ\text{C}$
- Température de sortie : $T_{cs} = 54^\circ\text{C}$

- Température moyenne : $T_m = \frac{T_e + T_s}{2} = \frac{78 + 54}{2} = 66^\circ\text{C}$
- La masse volumique : $\rho = 868 \text{ kg/m}^3$
- La conductivité thermique d'huile : $\lambda_h = 0,130 \text{ w/m}^\circ\text{c} = 0,111 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{c}$
- La chaleur massique de l'huile: $C_p = 2,0850 \text{ kj/kg}^\circ\text{c} = 0,498 \text{ kcal/kg}^\circ\text{c}$
- La viscosité dynamique : $\mu = 0,45 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m. s}$

b-Caractéristiques du fluide à l'extérieur des tubes à ailettes (Annexe A, B)

- Fluide froid : l'air
- Température d'entrée : $T_{fe} = 47,8^\circ\text{C}$
- La température de sortie : $T_{fs} = 58^\circ\text{C}$
- Température moyenne : $T_m = \frac{T_e + T_s}{2} = \frac{47,8 + 58}{2} = 52,9^\circ\text{C}$
- Chaleur massique : $C_p = 0,24 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C} = 1,008 \text{ kj/kg.}^\circ\text{C}$
- Débit massique : $\dot{m}_{air} = 307105 \text{ Kg/h} = 85,30 \text{ kg/s} = 71,08 \text{ m}^3/\text{s}$
- La masse volumique : $\rho = 1,082 \text{ kg/m}^3$
- La conductivité thermique coté air : $\lambda_{air} = 0,0281 \text{ W/m}^\circ\text{C} = 0,024 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{c}$
- La viscosité dynamique : $\mu = 1,94 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m s}$

c-Caractéristiques des tubes (Annexe A)

- Diamètre extérieur : $d_r = 25 \text{ mm}$
- Diamètre intérieur : $d_i = 22,5 \text{ mm}$
- Epaisseur : $e_p = 1,25 \text{ mm}$
- Longueur de tube Matière du tube : $L = 8,5 \text{ m}$
- La conductivité thermique : $\lambda_t = 110,8 \text{ W/m}^\circ\text{C} = 95,42 \text{ kcal/h.m}^\circ\text{C}$
- Matière du tube : Amirauté
- Nombre de rangées de tube : $N_r = 4$
- Nombre de passe : $N_p = 4$
- Nombre de tube /rangée : $n = 40$

- Le pas : $p = 60,7\text{mm}$

d- Caractéristiques des ailettes (Annexe A)

- Matériau ; Aluminium
- Diamètre des ailettes : $d_a = 57\text{mm}$
- Epaisseur des ailettes : $e_a = 0,35\text{mm}$
- Nombre des ailettes : $N_a = 12$ ailettes /pouce = 472 ailette /m
- La hauteur de l'ailette : $h_{ai} = 16\text{mm}$
- Espacement entre deux ailettes : $\delta_a = 1,736$ mm
- La conductivité thermique : $\lambda_{aill} = 220 \text{ W/m}^\circ\text{C} = 187 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{c}$

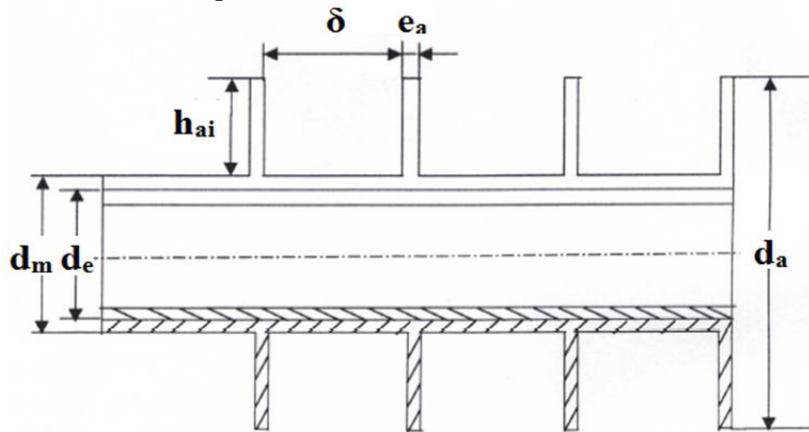


Figure IV.3. Tube ailetté type bimétallique

IV.4.2. Coefficient d'échange côté tube : [8] [9] [12]

Le coefficient de convection interne est calculé par la corrélation suivante

$$Nu = \frac{h_i \times d_i}{\lambda_h} = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4}$$

Nu : nombre de Nusselt

d_i : le diamètre intérieur des tubes

λ_h : la conductivité thermique de l'huile à la température moyenne ($\text{w/m}^\circ\text{C}$)

- Calcul du nombre de Prandtl [8] [9] [12]

$$\text{Pr} = \frac{\mu_h \times C_p h}{\lambda_h}$$

$$\text{Pr} = \frac{0,45 \times 10^{-3} \times 0,498 \times 3600}{0,111} = 7,26$$

- Calcul le nombre de REYNOLDS [8] [9] [12]

$$\text{Re} = \frac{d_i \times V_{\text{huile}} \times \rho_{\text{huile}}}{\mu_{\text{huile}}}$$

- Vitesse d'écoulement de l'huile dans les tubes

$$\dot{m}_h = \frac{90619,2}{3600} = 25,172 \text{ kg/s}$$

$$N_{\text{ran}} = 4$$

$$N_{\text{tube/ran}} = 40$$

Le débit massique d'huile /rangée :

$$25,172/4 = 6,293$$

$$6,293 / 40 = 0,157 \text{ kg/s}$$

$$\pi/4 = 0,785$$

$$V_h = \frac{0,157}{868 \times 0,785 \times 22,5^2 \times 10^{-6}} = 0,456 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{22,5 \times 10^{-3} \times 0,456 \times 868}{0,45 \cdot 10^{-3}} = 19790,4$$

Donc

$$\text{Nu} = 0,023 \times \text{Re}^{0,8} \times \text{Pr}^{0,4}$$

$$\text{Nu} = 0,023 \times 19790,4^{0,8} \times 7,26^{0,4}$$

$$\text{Nu} = 139,04$$

D'où le coefficient de convection interne

$$h_i = \frac{\text{Nu} \times \lambda_{\text{huile}}}{d_i}$$

$$h_i = \frac{139,08 \times 0,130}{22,5 \times 10^{-3}} \approx 804 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

IV.4.3. Calcul de coefficient de convection côté air [8] [9] [12]

Ce coefficient est calculé selon la corrélation de **Briggs et Young** (La formule de Briggs et Young) est l'une des corrélations les plus utilisées pour le calcul du coefficient de transfert côté air) :

$$h_a = \frac{0.134}{d_r} \left(\frac{d_r G_{max}}{\mu_a} \right)^{0.681} * \lambda_a \left(\frac{C_a \mu_a}{\lambda_a} \right)^{1/3} \left(\frac{\delta}{l} \right)^{0.2} \left(\frac{\delta}{t} \right)^{0.1134}$$

h_a : Coefficient de convection côté air, ici rapporté à la surface totale externe

G_{max} : Vitesse massique de l'air en kg/m^2s

d_r :Diamètre externe du tube.

δ : Espacement entre deux ailettes

λ_a : Conductivité thermique côté air

μ_a : Viscosité dynamique côté air

C_a : Chaleur massique de l'air

$$G_{max} = \frac{\dot{m}_{air}}{S_f}$$

La largeur de faisceau est égale à $l = p*(n+ 0,5)$

$$l = 0,0607 *(39+0,5) = 2,397 \text{ m}$$

la surface faciale de faisceau S_f égale à $S_f = l*L$

$$S_f = 2,397 * 8,5 = 20,380 \text{ m}^2$$

$$\text{Donc } G_{max} = \frac{307105}{3600*20,638} = 4,133 \text{ Kg / s.m}^2$$

Donc

$$h_a = \frac{0.134}{0,025} \left(\frac{0,025*4,185}{1,94 \cdot 10^{-5}} \right)^{0.681} * 0,026 \left(\frac{1008 * 1,94 \cdot 10^{-5}}{0,0281} \right)^{1/3} \left(\frac{0,001736}{0,016} \right)^{0.2} \left(\frac{0,001736}{0,00035} \right)^{0.1134}$$

$$h_a = 35,706 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

IV.4.4. Coefficient d'échange global [8][9][12]

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_a S_T} + \frac{e_t S_0}{\lambda_t S_i} + \frac{1}{h_i S_i} + R_{encri} \frac{S_0}{S_i}}$$

S_0 : Surface externe totale du tube nu = $\pi d_e = 0.0785\text{m}$

S_i : Surface interne totale du tube nu = $\pi d_i = 0,07065\text{m}$

S_{ail} : surface total d'ailette = $2 \times \frac{\pi}{4} (d_{ail}^2 - d_e^2) \times N_{ail} + \pi d_{ail} \times e_{ail} N_{ail} = 1,969\text{m}$

S_e : surface du tube sans ailettes = $\pi \times d_e \times (1 - e_{ail} \times N_{ail}) = 0,0655\text{m}$

S_T : surface totale du tube ailetté = $S_{ail} + S_e = 2,0345\text{m}$

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{35,706} \times \frac{0,0785}{2,0345} + \frac{1,25 \times 10^{-3}}{110,8} \frac{0,0785}{0,07065} + \frac{1}{804} \times \frac{0,0785}{0,07065} + 0,0001 \times \frac{0,0785}{0,07065}} = 386,661 \text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

IV.4.5. Estimation des températures de sortie des deux fluides T_{cs} et T_{fs}

On estime que les températures T_{cs} et T_{fs} sont :

$T_{cs} = 54^\circ\text{C}$ et $T_{fs} = 58^\circ\text{C}$

• Calcul de la différence de température moyenne logarithmique « ΔT_{lm} »

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(78 - 58) - (54 - 47,8)}{\ln \frac{(78 - 58)}{(54 - 47,8)}} = 11,783^\circ\text{C}$$

• Correction de la différence de température moyenne logarithmique « ΔT_{lm_c} »

Cette correction revient à déterminer le facteur de correction « F ». Pour cela, nous devons calculer les deux variables « R » et « P », tel que

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad \text{et} \quad P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

On déduit ainsi le facteur de correction F (voir Fig. C des annexes)

le facteur de correction F est égale à 1 pour un nombre de passes > 3

Donc

$$\Delta T_{lm_c} = F \cdot \Delta T_{lm} = 1 \cdot 11,783 = 11,783$$

• **Calcul de flux de chaleur échangé**

$$\Phi = K_0 * S * \Delta T_{lm_c}$$

$$\Phi = 386,661 * 166 * \pi * 25. 10^{-3} * 8,5 * 11,783 = 5,046 .10^5 \text{ W}$$

$$\Phi = m C_{P \text{ air}} (x - T_{fe}) = \frac{307105}{3600} * 1008 * (x - 47,8) \Rightarrow T_{fs} = 53,668 \text{ }^\circ\text{C}$$

Du même

$$\Phi = m C_{P \text{ huile}} (T_{ce} - x) = \frac{90619,2}{3600} * 2085 * (78 - x) \Rightarrow T_{cs} = 68,385 \text{ }^\circ\text{C}$$

$T_{cs} = 68,385 \text{ }^\circ\text{C}$ cette valeur ne converge pas on va effectuer une deuxième itération

• **Calcul du nouveau ΔT_{lm} avec les nouvelles valeurs**

$$\Delta T_{lm} = \frac{(78 - 53,668) - (68,385 - 47,8)}{\ln \frac{(78 - 53,668)}{(68,385 - 47,8)}} = 22,41$$

• **Calcul du flux de chaleur échangé**

$$\Phi = 386,661 * 166 * \pi * 25. 10^{-3} * 8,5 * 22,41 = 9,5977 .10^5 \text{ W}$$

$$\Phi = m C_{P \text{ air}} (x - T_{fe}) = \frac{307105}{3600} * 1008 * (x - 47,8) \Rightarrow T_{fs} = 58,961 \text{ }^\circ\text{C}$$

De même :

$$\Phi = m C_{P \text{ huile}} (T_{ce} - x) = \frac{90619,2}{3600} * 2085 * (78 - x) \Rightarrow T_{cs} = 59,71 \text{ }^\circ\text{C}$$

Les valeurs trouvées ne converge pas donc on va suivre la même méthode de calcul, décrite juste au-dessus

Le tableau suivant montre les résultats

Iteration	T_{fs}	T_{cs}
3 ^{eme} Itération	52,501 $^\circ\text{C}$	70,335 $^\circ\text{C}$
4 ^{eme} Itération	57,116 $^\circ\text{C}$	62,810 $^\circ\text{C}$
5 ^{eme} Itération	54,709 $^\circ\text{C}$	66,733 $^\circ\text{C}$
6 ^{eme} Itération	55,958 $^\circ\text{C}$	64,698 $^\circ\text{C}$
7 ^{eme} Itération	55,317 $^\circ\text{C}$	65,743 $^\circ\text{C}$
8 ^{eme} Itération	55,655 $^\circ\text{C}$	65,192 $^\circ\text{C}$
9 ^{eme} Itération	55,476 $^\circ\text{C}$	65,483 $^\circ\text{C}$

Tableau IV.2 : Résultat de la méthode de vérification

Le calcul a convergé après 9 itérations tel que $T_{cs9} - T_{cs8} \leq \varepsilon$ pour les 2 dernière itérations

$$\varepsilon = 0,5 \text{ °C}$$

La température de sortie d'huile avec cet échangeur est $\approx 65\text{°C}$ on peut, donc, conclure qu'on ne peut pas utiliser l'échangeur actuel comme un échangeur air –huile il faut redimensionner l'échangeur à nouveau

IV.5. Dimensionnement de l'aéroréfrigérant proposé

Il s'agit de déterminer la surface d'échange S connaissant la puissance et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides

IV.5.1 Données du calcul

Les mêmes données précédentes

$$T_{cs} = 54\text{°C} \text{ et } T_{fs} = 58 \text{ °C}$$

IV.5.2. Calcul du flux de chaleur échangé :

$$\Phi_{ech} = (\dot{m}_{huile} \times Cp_{huile} \times \Delta T) = (\dot{m}_{air} \times Cp_{air} \times \Delta T)$$

: pour l'air

$$\Phi_{ech} = \frac{307105}{3600} \times 1008 \times (58 - 47,8)$$

$$\Phi_{ech} = 877091,88 \text{ W}$$

: pour l'huile

$$\Phi_{ech} = \frac{90619,2}{3600} \times 2085 \times (78 - 54)$$

$$\Phi_{ech} = 1259606,88 \text{ W}$$

Le bilan énergétique :

$$\Phi_{cédée} \eta = \Phi_{reçu}$$

$$\eta = \frac{\Phi_{reçu}}{\Phi_{cédée}} = \frac{877091,88}{1259606,88} = 0,69 \text{ rendement de l'échangeur}$$

IV.5.3. Calcul de DTLM

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} = \frac{(78 - 58) - (54 - 47,8)}{\ln \frac{(78 - 58)}{(54 - 47,8)}} = 11,783^\circ\text{C}$$

IV.5.4. Calcul de la surface d'échange global

$$\phi_{ech} = K \cdot S_T \cdot \Delta T_{lm} \text{ donc } S_T = \frac{\phi_{ech}}{K \cdot \Delta T_{lm}}$$

$$S_T = \frac{877091,88}{386,661 \times 11,783} = 192,561$$

- **Calcul de nombre de tubes :**

La surface des tubes $192,561\text{m}^2$ est la surface totale des tubes donc il faut diviser par la surface de S_T d'un seul tube qui est de $25 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot 8,5 = 0,66725$

$$\frac{192,561}{0,66725} = 288,516 \approx 288 \text{ tubes}$$

IV.5.5. Calcul des pertes de charge [8] [9] [12]

- **Calcul des pertes de charge à l'intérieur des tubes**

$$\Delta P_t = N_p \times \rho_{huile} \times V_{huile}^2 \left(\frac{f_t \times l}{d_i} + 2 \right)$$

Avec :

V : vitesse à l'intérieur des tubes

N_p : nombre de passages de tubes

f_t : facteur de friction fonction du nombre de Reynolds

L : longueur du tube

d_i : diamètre intérieur du tube

ρ : densité du fluide

- **Calcul de coefficient de friction f_t [8] [9] [12]**

Le coefficient de friction dépend de nombre de Reynolds d'après l'annexe D :

Pour $Re = 19790,4$ on a $f = 0,016$

Donc les pertes de charge

$$\Delta P_t = 4 \times 868 \times 0,456^2 \left[\frac{0,016 \times 8,5}{22,5 \cdot 10^{-3}} + 2 \right]$$

$\Delta P_t = 5807,71 \text{ Pa} = 0,057 \text{ bar} < 1,18 \text{ bar OK}$ (spécification de constructeur)

IV.5.6. Calcul des pertes de charges à travers le faisceau [8][9][12]

Le coefficient de perte de charge à travers ce type de faisceau est donné par la formule de Briggs et Robinson :

$$\Delta P_a = f_a \frac{G_{\max}^2}{\rho_{ma}} N_R$$

f_a : Le coefficient de perte de charge à travers ce type de disposition est donné par :

$$f_a = 18,93 \left(\frac{d_r G_{\max}}{\mu_a} \right)^{-0,316} \left(\frac{\delta_t}{d_r} \right)^{-0,927}$$

- G_{\max} : vitesse massique maximum de l'air a travers les ailettes
- μ_a : viscosité de l'air
- d_r : diamètre du tube à la racine de l'ailette
- δ_t : pas entre tubes
- ρ_{ma} : masse volumique de l'air
- N_R : nombre de nappes traversées par de l'air

$$G_{\max} = 4,133 \text{ Kg} / \text{s.m}^2$$

$$\delta_t = 60,7 \text{ mm}$$

Calcul de f_a :

$$f_a = 18,93 \left(\frac{25 \times 10^{-3} \times 4,133}{1,94 \times 10^{-5}} \right)^{-0,316} \left(\frac{60,7}{25} \right)^{-0,927}$$

$$f_a = 0,552$$

Calcul des pertes de pression ΔP_s

$$\Delta P_a = 0,552 \times \frac{4,133^2}{1,082} \times 4 = 34,858 \text{ Pa} = 3,441 \times 10^{-4} \text{ bar}$$

IV.5.7. Calcul de la puissance des ventilateurs : [8] [9][12]

La relation suivante permet d'évaluer la puissance du ventilateur :

$$P_v = \frac{Q_v \times \Delta P_T}{\eta_m \cdot \eta_v}$$

Avec :

Q_v : Débit masse d'air pour chaque ventilateur

Δp : Perte de charge totale

η_m : Rendement mécanique, généralement de l'ordre de 95%

η_v : Rendement du ventilateur, variant de 0.6 à 0.7 (on prend la moyenne qui est 0,65)

IV.5.8. Calcul du débit volumique d'air de chaque ventilateur [8][9][12]

$$Q_v = \frac{\text{débit massique}}{n_v \times \rho} = \frac{85,30}{2 \times 1,082} = 39,41 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Delta P_T = \Delta P_{dyn} + \Delta P_a$$

Δp_a : Perte de charge à travers le faisceau

ΔP_{dyn} : La variation de la pression dynamique dans l'anneau du ventilateur

Il est donné par : $\Delta P_d = \frac{\rho_v}{2} \times V_v^2$

ρ_v : Masse volumique de l'air dans les conditions de ventilation.

V_v : de l'air à travers l'anneau.

$$V_v = \frac{Q_v}{S_v}$$

$$S_v = \pi \frac{d_v^2}{4} = 3,14 \frac{2,44^2}{4} = 4,67 \text{ m}^2$$

S_v : Section d'un ventilateur

d_v : diamètre de ventilateur $d_v = 2,44 \text{ m}$

$$\text{donc } V_v = \frac{39,41}{4,67} = 8,43 \text{ m/s}$$

Facture de correction d'altitude pour la densité de l'air avec tirage forcé $F_a = 1$ si l'altitude < 300

$$\rho_v^{47,8} = \rho_{20} \times \frac{20 + 273}{t_1} F_a = 1,2 \times \frac{293}{47,8 + 273} \times 1 = 1,09 \text{ kg/m}^3$$

Donc les Pertes de charges dynamiques:

$$\Delta P_d = \frac{\rho_v}{2} \times V_v^2 = \frac{1,09}{2} \times 8,43^2 = 38,81 \text{ Pa}$$

Les pertes de charges totales:

$$\Delta P_T = \Delta P_a + \Delta P_d = 34,85 + 38,81 = 73,66 \text{ Pa}$$

Puissance de chaque ventilateur en fonctionnement :

$$P_v = \frac{Q_v \times \Delta P_T}{\eta_m \times \eta_v}$$

$$P_v = \frac{39,41 \times 73,66}{0,95 \times 0,65} = 4664,32 \text{ W} = 6,37 \text{ cv}$$

$$P_v = 6,37 \text{ cv}$$

La puissance installée doit tenir compte du fonctionnement hiver, Le ventilateur aspire un débit volumique d'air constant

Température minimum en hiver = - 2 °C

$$P_i = P_v * 1,1 * \frac{\rho_{T \text{ été}}}{\rho_{T \text{ hiver}}} = 6,37 \times 1,1 \times \frac{273+47,8}{273-2} = 8,29 \text{ cv}$$

On utilisera des moteurs de 15 cv

la puissance totale installée est de $15 \times 2 = 30 \text{ cv}$.

Le choix du diamètre des ventilateurs est correct,

$$S_f = 20,380 \text{ m}^2$$

$$S_v = 4,67 \text{ m}^2 \times 2 = 9,34 \text{ m}^2$$

$$\frac{S_f}{S_v} = \frac{20,38}{9,34} = 2,14 < 2,5 \text{ ce qui est correct.}$$

IV.5.9. Interprétations des résultats obtenus

- Le calcul de vérification montre que on ne peut pas utiliser l'aéroréfrigérant existant comme aéroréfrigérant air-huile
- Le calcul de dimensionnement montre que la surface d'échange thermique a été augmentée de 110.763 m² à 198.25m².
- Le nombre des tubes est 288 ce qui signifie qu'on a ajouté 122 tubes.
- Pour le nombre des ventilateurs, il doit être utilisé deux ventilateurs de la puissance est égale de 15 cv ou 11,5 kW

IV.6. Etude économique

IV.6.1. Estimation du coût de la modification

Le Coût de l'aéroréfrigérant dépend également du type d'ailettes, de la longueur des tubes, du matériau des tubes de base, du type et le nombre de ventilateur et du nombre de baies dans une unité

IV.6.2 Le coût estimé de l'aéroréfrigérants à ajouter

Le coût de l'aéroréfrigérants estimée (inclus: faisceaux, charpente, équipements) basé sur la surface d'échange est obtenu à partir de l'**Annexe E**.

La surface supplémentaire égale à $198,25 - 110,763 = 87,487 \text{ m}^2$

Pour une surface d'échange de 87.487 m², le coût équivalent est :

$$C_1 = \text{Prix d'un m}^2 \times S_{sup}$$

$$C_1 = 533 \times 87.487 = \mathbf{46630,571 \text{ EUROS}}$$

IV.6.3. Le coût estimé des moteurs électriques

La puissance du moteur installé est de 15 kw, et comme nous avons deux moteurs à ajouter, ce qui nous donne le prix suivant (**voir Annexe F**):

$$C_2 = 92 \times 15 \times 2$$

$$C_2 = \mathbf{2760 \text{ EUROS}}$$

Le coût total estimé de l'aéroréfrigérant:

$$C_{\text{Tot}} = C_1 + C_2 = 46630,571 + 2760$$

$$C_{\text{Tot}} = 49390,571 \text{ EUROS} \approx 7408585,65 \text{ DA}$$

Le coût total estimé de l'aéroréfrigérant est de : 7408585,65 DA

Conclusion générale

Conclusion générale

Pendant la période d'été, le groupe turbopompe MS 3002 et le circuit de lubrification particulièrement, présente un problème d'augmentation de température de l'huile de lubrification qui atteint la valeur d'alarme au niveau du collecteur qui est de 60°C.

Notre travail a été axé sur ce problème où nous avons proposé une reconversion du système de lubrification d'huile actuel à savoir l'aéroréfrigérant (air / eau) en (air / huile) mais le calcul de vérification a fait ressortir que cette reconversion ne peut être réalisée car la température à la sortie de ce dernier ne répond pas aux attentes du constructeur des groupes turbopompes de la station. Ce qui nous a contraint à procéder à un calcul de dimensionnement d'un nouveau aéroréfrigérant.

Le dimensionnement de l'aéroréfrigérant réalisé dans les chapitres précédents a montré la nécessité de l'augmentation de surface d'échange de 87,487 m² qui se traduit par l'ajout d'une nouvelle batterie d'aéroréfrigérant identique à l'ancienne.

Ce rajout d'un faisceau, nous donnera l'opportunité, avec le projet de reconversion des turbine à gaz actuellement fonctionnant au combustible liquide (gasoil) en combustible gaz d'éliminer les circuits d'air atomisation et ses échangeurs, ainsi que le moteur diesel de lancement, ainsi que son échangeur eau huile.

Notre étude n'a pas pris en considération les pertes de charge en amont et en aval de l'aéroréfrigérant. nous recommandons pour une prochaine étude de faire ce calcul.

Cette étude représente un noyau pour d'autres études futures sur les systèmes de refroidissement plus complexe (systèmes de refroidissement par voie humide), ainsi que l'utilisation des ailettes déformées (ondulées, persiennes...etc.).

Bibliographie

-
-
- [1] Manuel opératoire station de pompage Djamaa
 - [2] P. WUITHIER, Raffinage & Génie Chimique : Tome II, Editions TECHNIP, 1972,
 - [3] A.P.I. Standard 661, "Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services."
 - [4] Piere TRAMBOZE, « Matériels et équipements », Tome 4.
 - [5] Cook, E. M., "Air Cooled Heat Exchangers," Chemical Engineer-ing, May 25, 1964, p. 137; July 6, 1964, p. 131; and August 3, 1964, p. 97.
 - [6] Techniques de l'Ingénieur, Description des échangeurs, B 2 341, Paris: 1989.
 - [7] Techniques de l'Ingénieur, Dimensionnement thermique, B 2 342, Paris: 1989.
 - [8] Dr. M. Masri, Equipements d'échange thermique, IAP Institut Algérien du Pétrole, 2013
 - [9] cours sur les échangeurs de chaleurs de M. BOUSSAID
 - [10] Équipements d'échange thermique M. GHALEM Ahmed Said
 - [11] Gas Processors Suppliers Association GPSA
 - [12] Mémoire sur les équipements d'échange thermique Université M'hamed bouguera INH(IMP) promo 2013
 - [13] Manuel De Formation Total Cours Exp-Pr-Eq070 Revision 0.1 LES POMPES
 - [14] Manuel De Formation Total Cours Exp-Pr-Eq140 Révision 0.1 LES TURBINES
 - [15] Support De Formation Total Cours Exp-Pr-Eq120 Révision 0.1 LES ECHANGEUR

Annexes

Annexe B : Propriétés thermo-physiques de l'air

Propriétés de l'eau à saturation						
θ	ρ	c_p	λ	$10^4 \cdot \mu$	$10^7 \cdot a$	Pr
°C	kg.m^{-3}	$\text{J.kg}^{-1}.\text{°C}^{-1}$	$\text{W.m}^{-1}.\text{°C}^{-1}$	Pa.s^{-1}	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$	
0	1002	4218	0,552	17,90	1,31	13,06
20	1001	4182	0,597	10,10	1,43	7,02
40	995	4178	0,628	6,55	1,51	4,34
60	985	4184	0,651	4,71	1,55	3,02
80	974	4196	0,668	3,55	1,64	2,22
100	960	4216	0,680	2,82	1,68	1,74
120	945	4250	0,685	2,33	1,71	1,45
140	928	4283	0,684	1,99	1,72	1,24
160	910	4342	0,680	1,73	1,73	1,10
180	889	4417	0,675	1,54	1,72	1,00
200	867	4505	0,665	1,39	1,71	0,94
220	842	4610	0,652	1,26	1,68	0,89
240	816	4756	0,635	1,17	1,64	0,88
260	786	4949	0,611	1,08	1,58	0,87
280	753	5208	0,580	1,02	1,48	0,91
300	714	5728	0,540	0,96	1,32	1,02

• **Corrélations entre 0 et 100 °C**

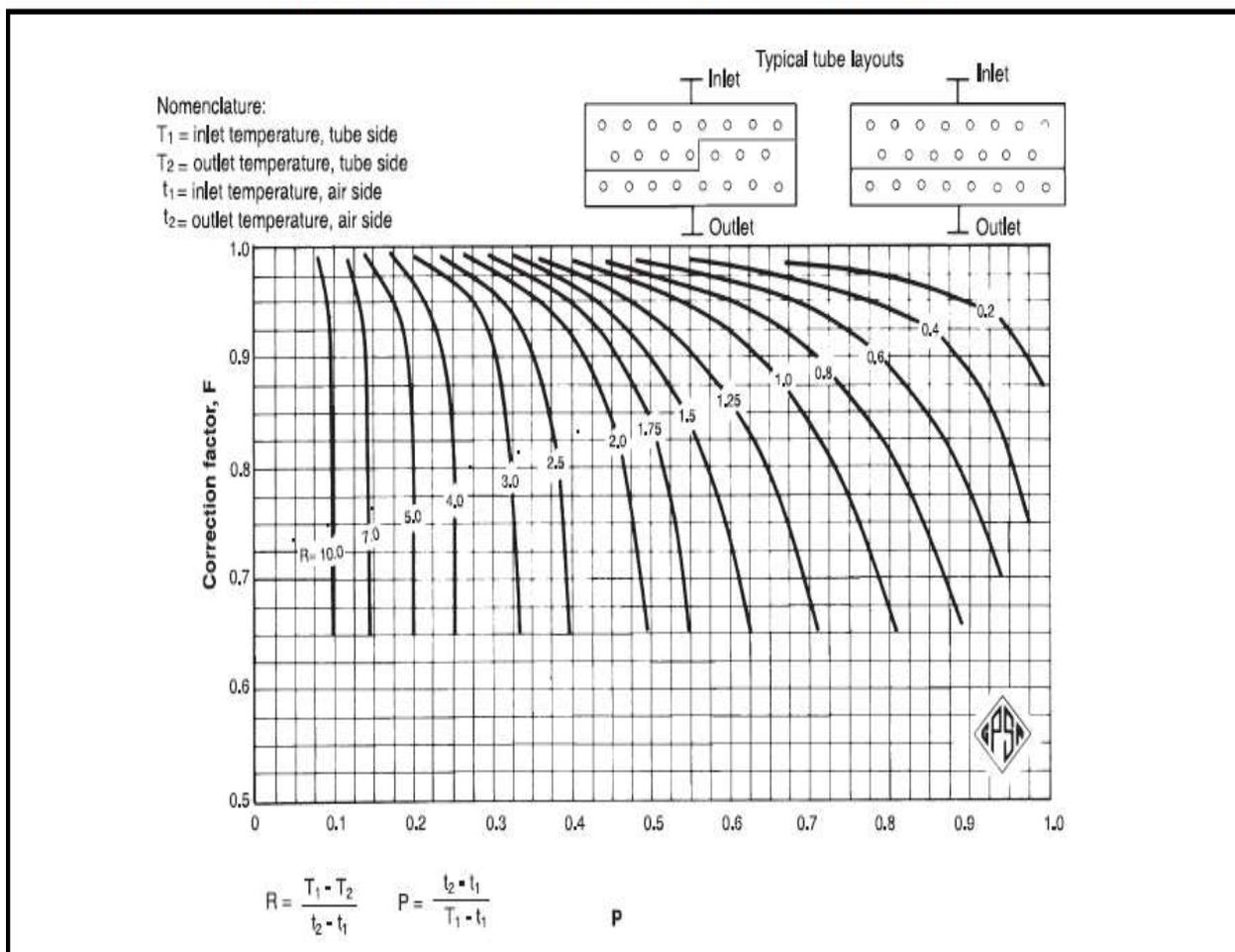
$$\rho = \frac{353}{T+273} \quad \text{kg. m}^{-3}$$

$$\lambda = 7.57 \cdot 10^{-5} T + 0.0242 \quad \text{Wm}^{-1}\text{°C}^{-1}$$

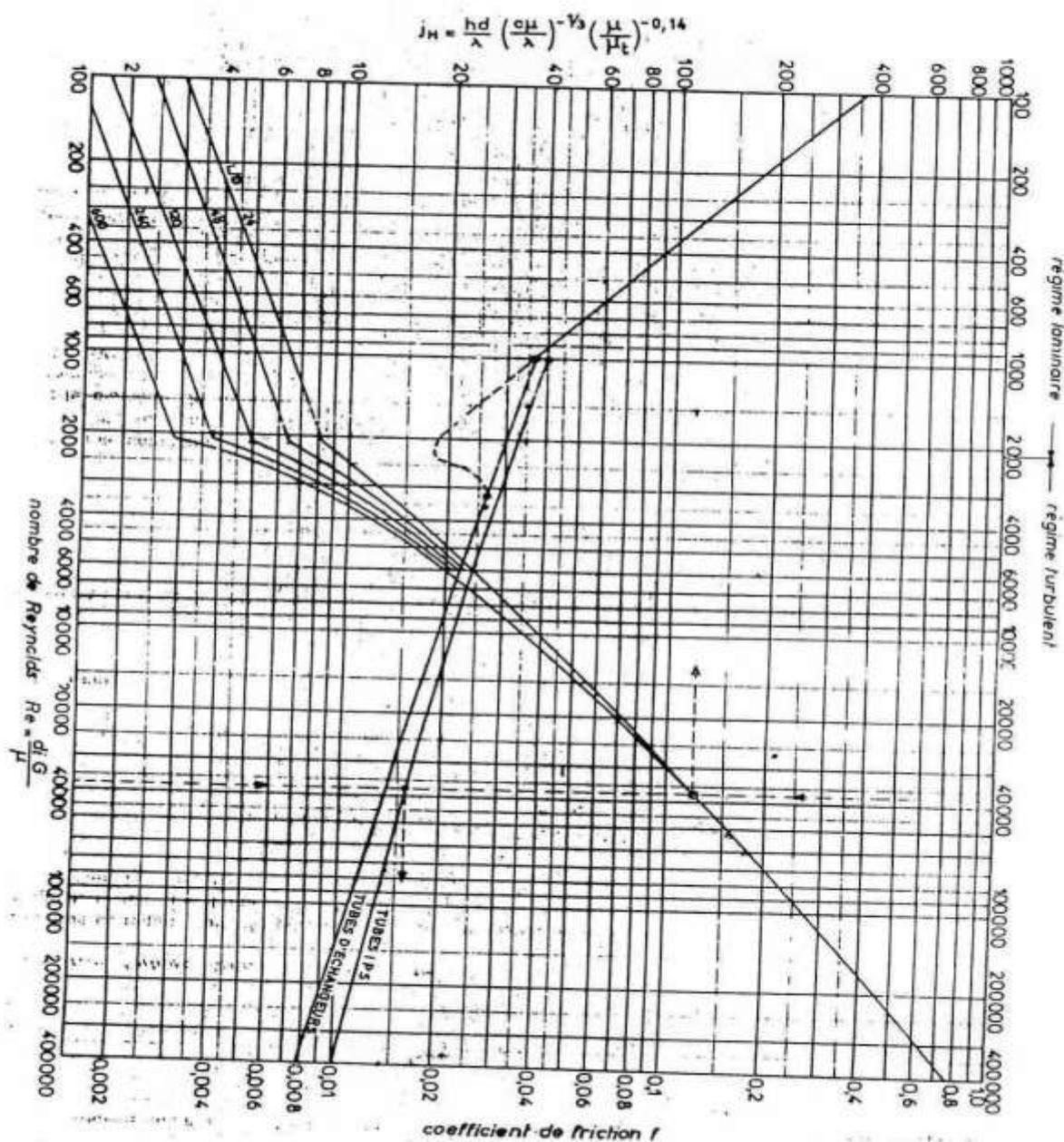
$$\mu = 10^{-5} (0.0046T + 1.7176) \quad \text{Pa.s}$$

Annexe C : Détermination de Facteur de correction – 2 Passe

MTD Correction Factors (2 Pass – Cross Flow, Both Fluids Unmixed)

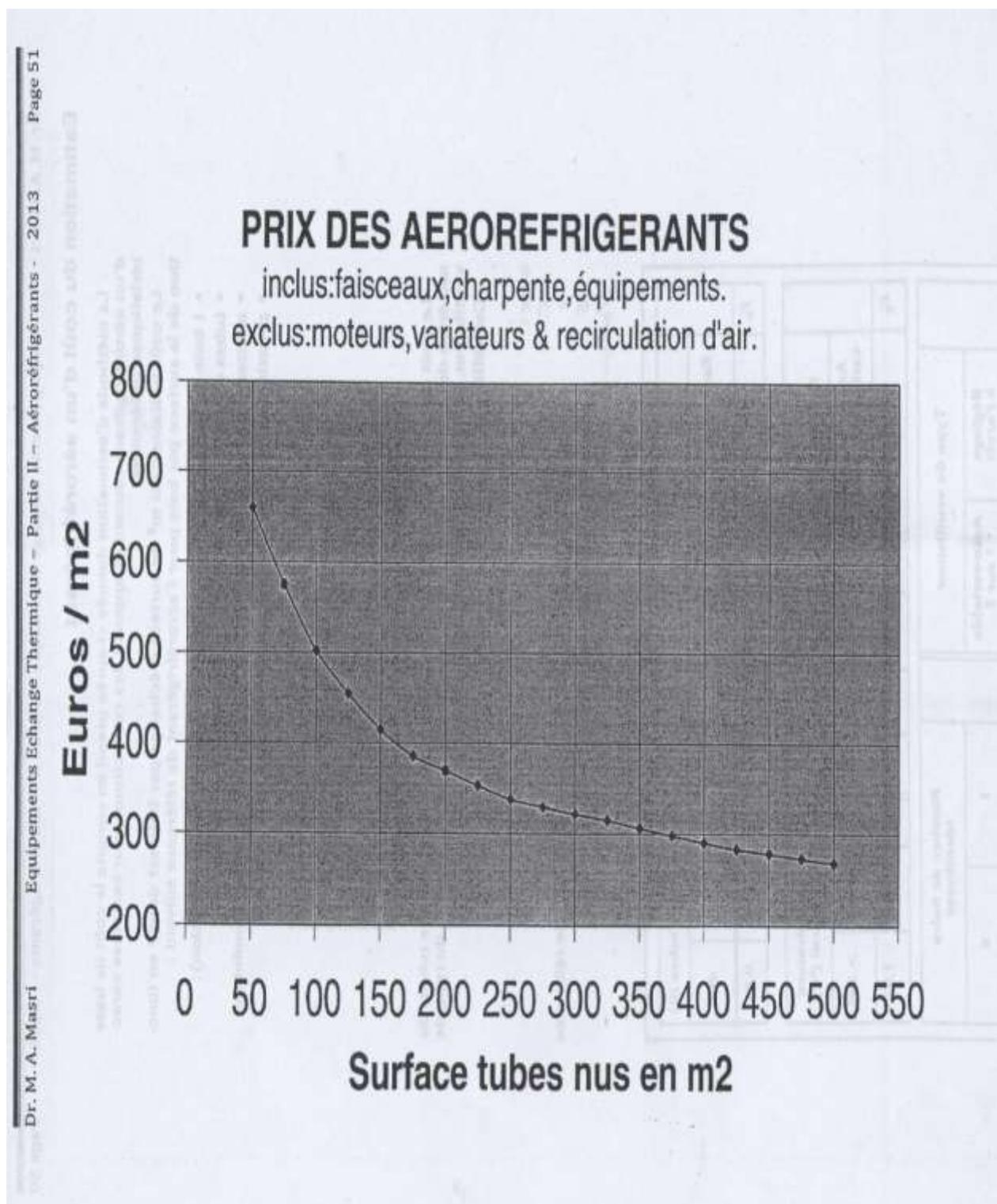


Annexe D: Friction Factor for Fluids Flowing Inside Tube



Coefficient de transfert et coefficient de friction en fonction du nombre de REYNOLDS à l'intérieur des tubes

Annexe E: Prix Des Aérorefrigerants



Annexe F: Prix Des Moteurs Electriques