



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique



Université Amar Telidji- Laghouat

FACULTE : TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT : GÉNIE DES PROCÉDÉS

MEMOIRE DE MASTER

Présenté par : BENDJABRI ABDELMADJID

BENGHOUNI MAHDI

DOMAINE : Sciences et Technologies

FILIERE : Pétrochimie

OPTION : Génie pétrochimique

Thème

**Étude de dimensionnement d'un aéroréfrigérant (E-215) pour la
section de déshydratation du traitement du gaz naturel de Hassi
R'Mel**

Jury de soutenance :

Nom et Prénom	Grade	Qualité
Zerrouki Hamza	MCA	Président
Merigui Khaled	MAA	Examinateur
Boudellioua Hichem	MCA	Rapporteur Co-rapporteur

Année Universitaire : 2022-2023

Dédicace

*Nous dédions ce mémoire
A nos chers parents pour tous les sacrifices
consentis, pour leurs*

*Soutiens durant toute notre vie.
Et en général à ma famille
Et aussi à tous nos professeurs*

*Nos collègues et amis Et Ainsi que à tous nos Enseignants
nos collègues et nos amis.*

Bendjabri Abdelmadjid

Dédicace

J'ai toujours pensé faire ou offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont fait pour moi rien que pour me voir réussir, l'occasion est venue.

A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, de fierté, de sagesse et de patience.

A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois présenter de l'amour et de la reconnaissance : mes parents Que dieu les garde à moi.

A mes frères et mes sœurs

A toute ma famille sans exceptions.

Benhgouini Mahdi

Remerciements

*En premier lieu, nous tenons à remercier notre Dieu,
notre créateur pour nous avoir donné la force pour
accomplir ce travail.*

*Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à tous les
professeurs qui nous ont aidés tout au long de notre
cursus universitaire en particulier notre promoteur
HICHEM BOUDELIOUA pour ses conseils et l'aide qu'il
nous a apportés.*

*On adresse nos remerciements à tous ceux qui de
près ou de loin, même avec un sourire ont contribué à
la finalisation de ce travail.*

*Enfin, on tient à remercier les membres de jury pour
avoir accepté d'évaluer ce travail et apporter leurs
critiques et corrections .*

Table des matières

Dédicace

Remerciements

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Introdecton générale

INTRODUCTION GENERALE 1

CHAPITRE I REPRESENTATION DE LA REGION HASSI R'MEL

1 Représentation de la région Hassi R'Mel.....	3
I. 1.1 Situation géographique	4
I. 1.2. Les principales étapes du développement de Hassi-R'Mel	4
I.1. 3. Situation du champ de Hassi R'Mel	5
I. 1.4. Les activités du champ de Hassi R'Mel	5
I.2. Description du module 1	6

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

II.1. Déshydratation des gaz	13
II.2. Généralité sur les aéro-réfrigérants	15
II.2. 1. Les aéro-réfrigérants	15
II.2. 1. 1. Classification des aéro-réfrigérants	15
II.2. 1. 2. Les avantages et les inconvénients	16
a. Tirage induit	16
b. Tirage forcé	17
II.2. 1. 3. Champ d'application des aéro-réfrigérants.....	17
II.2. 1. 4. Avantages et inconvénients des aéro-réfrigérants par rapport au refroidissement à l'eau	17
II.2 .1. 5. Système de régulation des aéro-réfrigérants	18
II.2. 1. 6. Technologie des aéro-réfrigérants.....	19
II.2. 2. Objectif du calcul des aéro-réfrigérant	23
II.2. 3. Méthode du calcul des aéro-réfrigérants.....	23
II.2. 3. 1. Description de la méthode de ΔT_{lm}	23
II.2. 3. 2 Description de la méthode de KERN.....	26

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANT

III.1 Calcul Des Aero-Refrigerants.....	33
III.2 Données de calcul	33
III.2.1 Caractéristiques du fluide chaud (TEG).....	33
III.2.2 Caractéristiques du fluide froid (AIR).....	33

III.2.3 Place disponible au sol :.....	33
III.2.4 Hypothèses de base :.....	33
III.3 Méthode de calcul	34
III.3.1. Méthode DTLM :.....	34
III.3.2. Méthode de Kern	43
CONCLUSION GENERALE	53
BIBLIOGRAPHIE.....	/

Liste de tableaux

Chapitre II	PAGE
Tableau II.2.1.6 : Le nombre d'ailettes par pouce varie dans ce cas de 7 à 11	20
Tableau II.2.1.6 : Les largeurs normalisées des cellules vont par pied (Foot)	21
Tableau II.2.3.2 : facteur de correction en fonction de l'altitude	29
Chapitre III	
Tableau III.3.1 : Propriétés du tube ailette de diamètre extérieur égal à 25,4 mm	36
Tableau III.3.2: Différence entre (La méthode de Kern et méthode Δ TLM)	50

Liste du figures

Chapitre I	PAGE
Figure I.1 : Carte de situation du champ de Hassi R'Mel	3
Figure II.2 : Schéma représentatif du MPP1	6
Chapitre II	
Figure II.1 : Schéma du procédé de déshydratation de gaz naturel avec du TEG	14
Figure II.2.1.1: Les trois types d'aéro-réfrigérants selon la position du faisceau	15
Figure II.2.1.1 : Les deux types d'aéro-réfrigérants selon le mode d'écoulement	16
Figure II.2.1.5 : Système de régulation des aéro-réfrigérants	18
Figure II.2.1.6 : Faisceaux d'aéro-réfrigérant en construction	19

INTRODUCTION GENERALE

I-Introduction Générale

La gestion de l'énergie est un enjeu crucial pour toutes les entreprises actives dans l'industrie pétrolière. Elle implique la recherche d'une solution énergétique optimale afin de satisfaire la demande des clients, ainsi que l'identification des méthodes les plus économiques pour récupérer la chaleur inutilisée.

La réfrigération est un procédé essentiel de l'extraction par échange de chaleur, et les équipements de réfrigération jouent un rôle crucial dans les industries en termes de fiabilité du processus industriel. Ils sont indispensables pour garantir un fonctionnement optimal.

Dans cette perspective, une étude est entreprise pour évaluer la faisabilité de remplacer l'échangeur de chaleur refroidi par l'eau de mer, en particulier pour la zone nord, par un échangeur plus performant et adapté, à savoir un échangeur refroidi par l'air.

Par ailleurs, le mémoire de fin d'étude a été divisé en trois chapitres :

Le chapitre d'ouverture (premier) présente une vue d'ensemble de la région de Hassi R'Mel, comprenant une description du processus de traitement du gaz naturel.

Le deuxième chapitre aborde en détail la section de déshydratation du gaz, qui joue un rôle crucial au sein de ces unités. Il explique son fonctionnement ainsi que les principes généraux des aéro-réfrigérants, en mettant en évidence leur technologie, les avantages et les inconvénients qui les distinguent.

Le troisième chapitre se consacre au calcul à l'aide des méthodes de différence de température logarithmique moyenne (DTLM) et Kern, suivi d'une discussion et d'une interprétation des résultats obtenus.

Enfin, une conclusion générale contient et résume les résultats essentiels obtenus dans cette étude.

I. 1 Représentation de la région Hassi R'Mel

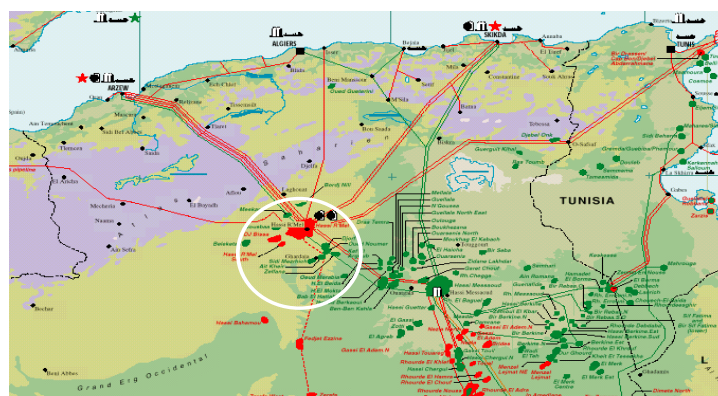
Au cours des vingt dernières années, la demande sur le gaz naturel a progressé régulièrement, et un accroissement important de cette demande sera prévu dans les années à venir.

Cette progression est liée en grande partie aux avantages du gaz naturel sur le plan de l'environnement, où de nouvelles utilisations performantes se sont développées, telles que la production de l'électricité, le chauffage par tubes radiants et la synthèse d'un grand nombre d'intermédiaires pétrochimiques.

En même temps, le gaz naturel constitue une source d'approvisionnement abondante, au vu de l'importance des réserves mondiales, où les quantités prouvées sont actuellement du même niveau que celles de pétrole, alors qu'elles ne représentaient que la moitié en 1970.

L'Algérie peut ainsi jouer un rôle très important sur la scène mondiale, en s'imposant comme un partenaire fiable dans ce domaine, plus particulièrement par rapport aux pays européens, profitant de sa position géographique et ses réserves à profusions que recèlent plusieurs gisements au Sahara.

Parmi ces gisements, le champ de gaz naturel de HASSI R'MEL, qui représente le pôle économique le plus important à l'échelle nationale, voire internationale, où ses réserves prouvées sont estimées à 3000 milliards de standard mètres cubes de gaz naturel, riche en condensât.



- Hassi R'Mel est situé à 525 km au sud d'Alger.
- Le champ s'étale sur plus de 3500 km².
- Découvert en 1956, il est l'un des plus grands gisements de gaz à l'échelle mondiale.

Figure -1 : Carte de situation du champ de Hassi R'Mel

I. 1.1 Situation géographique

Le champ gazier de Hassi R'mel se trouve à 550 Km au sud d'Alger. Dans cette région relativement plate du Sahara septentrional, l'altitude moyenne est d'environ 750m.

Le climat est caractérisé par une pluviométrie faible (140 mm par ans) et une humidité moyenne de 19% en été et 34% en hivers. L'écart thermique est important, les températures varient entre -5°C en hivers et $+45^{\circ}\text{C}$ en été, et les vents dominants sont de direction Nord-Ouest.

Le champ de Hassi R'Mel est une vaste étendue de 3500 Km² (70 Km de long sur 50 Km de large et une profondeur de 2132 m). C'est un réservoir de gaz humide qui contient en plus du gaz du GPL, du condensât. Hassi R'Mel est l'un des plus grands gisements de gaz à l'échelle mondiale et il est considéré comme le poumon de l'Algérie.

Les études complémentaires du réservoir ont mis en évidence la présence de pétrole brut, plus particulièrement dans les parties Est et Sud du champ. On parle ainsi de présence d'un anneau d'huile. Le champ est scindé en trois secteurs : Nord, Centre et Sud.

I. 1.2. Les principales étapes du développement de Hassi-R'Mel

Trois étapes importantes ont marqué le développement du champ de Hassi R'Mel :

1^{ère} étape :

1961 : réalisation d'une petite unité de traitement de gaz de 1,3 de m³/an. Cette réalisation a coïncidé avec la construction de la première usine de liquéfaction de gaz, en 1964.

1964 : cette capacité est portée à 4 milliards de m³/an.

2^{ème} étape :

La capacité de traitement du champ de Hassi R'Mel atteint après les nationalisations des hydrocarbures en **1971**, 14 milliards de m³/an.

3^{ème} étape : 1975-1980

Cette période a permis de concrétiser un plan de développement qui concerne l'ensemble du champ de Hassi R'Mel, en mesure de répondre aux besoins énergétiques du pays à moyen et à long terme, ainsi qu'aux besoins de nos partenaires étrangers. Ce plan a permis

également de doter Hassi R'Mel d'un modèle d'exploitation en mesure d'optimiser la récupération de différents produits.

La capacité de traitement a été portée à 94 milliards de m³ /an, par :

- La réalisation de 4 complexes de 20 milliards de capacité unitaire ;
- Le forage de 150 puits producteurs ;
- Le forage également de 50 puits injecteurs ;

I.1. 3. Situation du champ de Hassi R'Mel

- La réalisation de réseau de collecte et de desserte de 1000 Km haute pression ;
- La réalisation de deux stations de réinjection de gaz de capacité de 30 milliards de m³ /an.
- La réalisation d'un réseau routier de 400 Km.

I. 1.4. Les activités du champ de Hassi R'Mel

Les modules :

Module est le diminutif de **Module Processing Plant**, il désigne une usine de traitement de gaz naturel à l'échelle industrielle. Cinq modules sont implantés sur le champ de Hassi R'Mel. Quatre ont une capacité unitaire de 60 millions de m³. Le cinquième module a une capacité de 30 millions, et il est le plus ancien parmi eux. Un sixième module dessert le petit gisement de Djebel Bissa, en rapport de sa capacité modeste de 6 millions, il est désigné par l'appellation centre de traitement de gaz.

Les modules 0 et 1 disposent d'une unité complémentaire commune, (**Phase B**). Les modules de traitement de gaz sont reliés pour le stockage des hydrocarbures liquides (GPL, condensât) au CSTF et pour la réinjection de gaz à deux stations de réinjection de 90 millions de m³ pour chacune. Le parc exploitation (XP) compte 500 machines tournantes, 2000 équipements statiques et 6000 appareils d'instrumentations.

La division exploitation (XP) consiste à traiter le gaz, à séparer les fractions liquide pour une meilleure valorisation. Une partie du gaz va à la réinjection, tout le reste est destiné à la vente.

I.2.Description du module 1

Le MPP1 (module processing plant 1) est composé de trois trains identiques de traitement, une unité de régénération de glycol hydraté, les utilités, les bacs de stockages, la salle de contrôle et un laboratoire d'analyse et de contrôle de qualité.

Ce module qui est alimenté par les puits de la zone centre, a été réalisé par la compagnie américaine « **STONE AND WEBSTER CORPORATION** » en 1976. Le 1^{er} train a été mis en service en 1978.

Capacité de production totale par jour :

- 60 millions de standard m³/jour de gaz de vente.
- Envrant 1700 tonnes de GPL.
- 4889 tonnes de condensât.

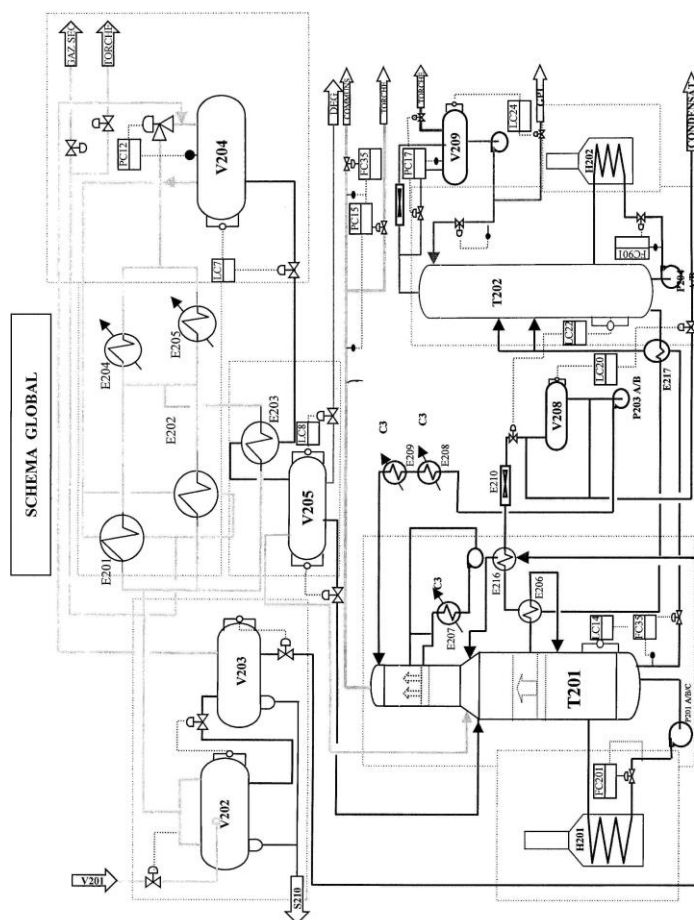


Figure 3 : Schéma représentatif du MPP1

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

II.1. Déshydratation des gaz

La déshydratation du gaz naturel élimine les hydrates qui peuvent former des cristaux, colmater les canalisations et freiner l'écoulement des flux d'hydrocarbures gazeux. La déshydratation réduit également la corrosion, empêche la formation de mousse et évite les problèmes avec les catalyseurs en aval. On déshydrate le gaz naturel selon les spécifications du client concernant la teneur maximale en eau.

Définition

Le procédé de déshydratation le plus courant est l'absorption de vapeur d'eau dans le triéthylène glycol (TEG), un déshydratant liquide. L'élimination de l'eau glycolée du fond de l'absorbeur est facilitée par la présence d'un détecteur de niveau. Un arrêt sur niveau haut ou niveau bas peut être appliqué au rebouilleur, au réservoir tampon et au séparateur de détente.

Description du procédé

Le D.E.G (di-éthylène glycol) hydraté provenant des séparateurs V-205 (glycol – condensât) des trois trains avec une concentration de 72% est détendu jusqu'à une pression de 1,5 bars dans le ballon de détente V-214, ensuite stocké dans le bac d'alimentation de l'unité de régénération S-201.

Le DEG hydraté est refoulé par la pompe de charge P-206 pour être réchauffé dans l'échangeur E-213A/B à une température de 73°C par le glycol régénéré circulant côté calandre puis filtrée à travers le filtre du glycol F-201A/B avant d'être admis dans la colonne de distillation du glycol T-203.

Le glycol hydraté arrive au 4^{ème} plateau de la tour de distillation T-203 qui contient 5 plateaux. Là le glycol est régénéré à 78%, tandis que l'eau est évaporée comme produit de tête. La vapeur d'eau s'échappe pour être condensé dans le condenseur à reflux de glycol E-214 qui est un aéro-réfrigérant à quatre éléments, ensuite accumulée dans le ballon de reflux V-215, une partie de ce distillat est réinjecté dans la tête de la colonne par les pompe P-208 A/B comme reflux froid et l'autre partie de ce distillat est envoyée vers le puisard.

Le liquide alimente le rebouilleur H-203 depuis un point de soutirage situé sous le cinquième plateau d'où le glycol régénéré accumulé dans le H-203 déborde d'une chicane à l'avant du rebouilleur puis arrive au fond de T-203 à la température de 118°C.

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

II.2. Généralité sur les aéro-réfrigérants

II.2. 1. Les aéro-réfrigérants

C'est un appareil d'échange thermique dans lequel un fluide chaud qui circule à l'intérieur des tubes, le plus souvent des ailettes, est refroidi par l'intermédiaire de l'air atmosphérique mis en mouvement par un ou plusieurs ventilateurs.

Les premiers aéro-réfrigérants sont apparus pendant les années 40, mais leur maîtrise technologique n'a vraiment commencée que vers les années 60.

II.2. 1. 1. Classification des aéro-réfrigérants

a) On peut classer les aéro-réfrigérants selon la position du faisceau. On distingue trois types :

- ❖ L'aéro-réfrigérant horizontal
- ❖ L'aéro-réfrigérant vertical
- ❖ L'aéro-réfrigérant incliné

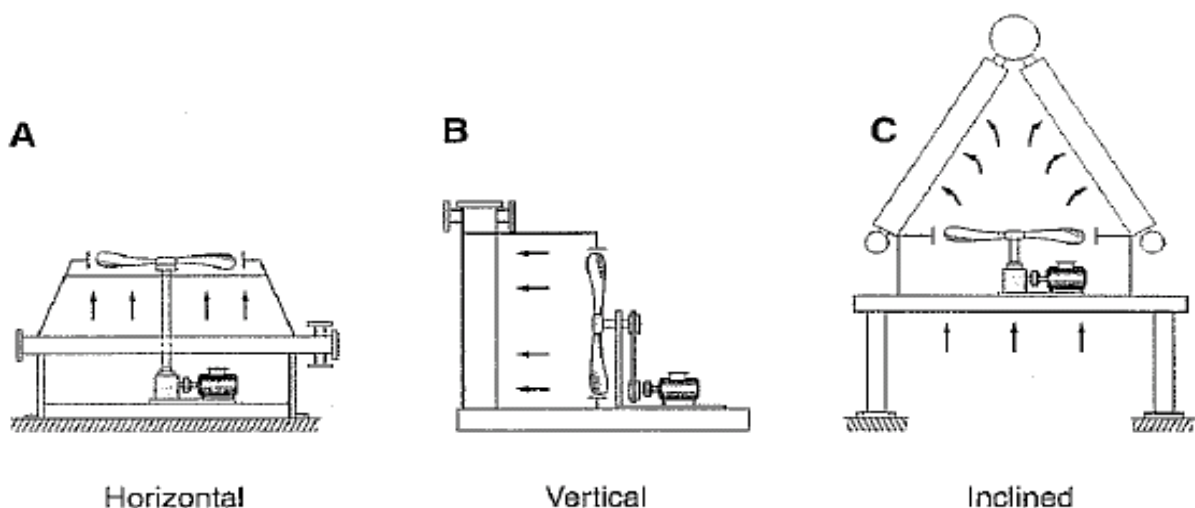


Figure 5 : Les trois types d'aéro-réfrigérants selon la position du faisceau

b) On peut les classer aussi selon le mode d'écoulement de l'air par rapport au ventilateur et selon la position du faisceau :

L'air de refroidissement peut être, soit forcé à travers le faisceau (tirage forcé), soit tiré à travers celui-ci (tirage induit).

Dans l'industrie pétrolière, on rencontre le plus souvent des aéro-réfrigérants de types horizontaux à tirage forcé ou induit. L'industrie chimique utilise les deux types précédents. On trouve aussi de même des aéro-réfrigérants de type incliné. L'industrie du conditionnement de l'air et du froid utilise tous les types cités.

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

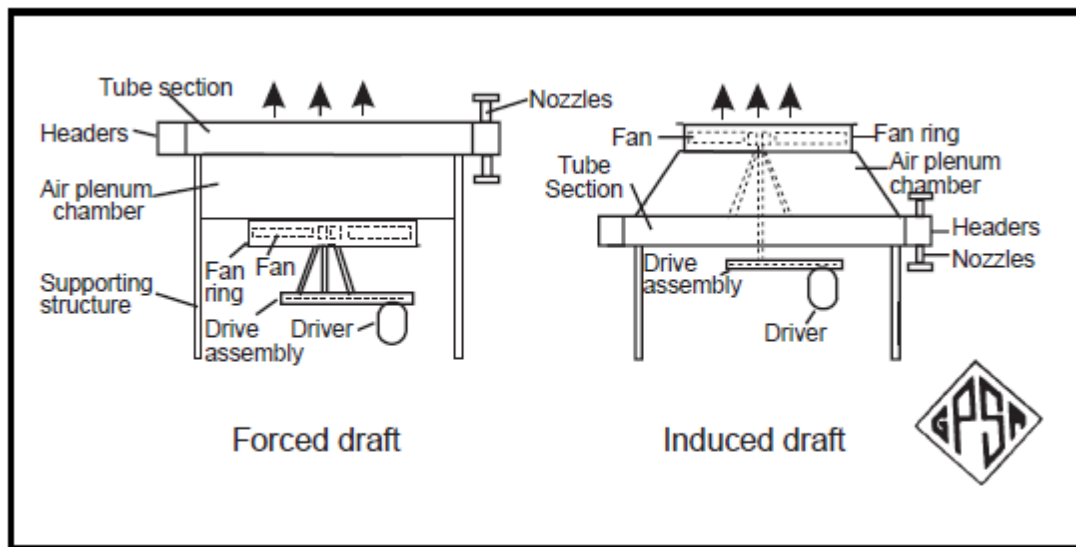


Figure 6 : Les deux types d'aéro-réfrigérants selon le mode d'écoulement

Lorsque deux aéro-réfrigérants fournissent le même débit de volume d'air, le meilleur refroidissement et le meilleur débit de masse sont obtenus par les aéro-réfrigérants à tirage forcé.

Pour obtenir la même efficacité que le tirage forcé, le tirage induit doit fournir plus de puissance.

II.2. 1. 2. Les avantages et les inconvénients

a) Tirage induit

*Les avantages

- Une meilleure distribution d'air à travers la section
- Le niveau de bruit au sol est plus faible qu'en configuration forcée
- La position du ventilateur assure une bonne protection du faisceau contre les conditions climatiques (Pluies, rayonnement solaire)
- L'effet cheminé est favorable à l'air induit
- 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

* Les inconvénients

- Pour un même débit massique d'air en circulation, la puissance du ventilateur en tirage induit est plus grande
- Les ventilateurs et même les moto-ventilateurs reçoivent l'air chaud tiré dont la température

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

ne doit pas être excessive à 70°C pour des pâles en plastique, et à 100°C pour des pâles en aluminium

- Les composants d'entraînement de ventilateur sont moins accessibles pour l'entretien

b) Tirage forcé

*** Les avantages**

- La puissance du ventilateur en tirage forcé est faible par rapport au tirage induit pour un même débit massique d'air en circulation puisque le ventilateur est en air froid
- Une meilleure accessibilité des éléments mécaniques pour l'entretien
- Facilement adaptable pour le recyclage chaud d'air pour des climats froids

*** Les inconvénients**

- Distribution pauvre d'air au-dessus de la section
- Exposition totale des tubes au soleil et à la pluie
- Le niveau de bruit au sol est plus grand

II.2. 1. 3. Champ d'application des aéro-réfrigérants

- 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

II.2. 1. 4. Avantages et inconvénients des aéro-réfrigérants par rapport au refroidissement à l'eau

a) Les Avantages

- Disponibilité en quantités illimitées de l'air
- L'emplacement de l'aéro-réfrigérants n'est pas conditionné
- Les frais d'entretien sont faibles (20 à 30%) par rapport au refroidissement à l'eau
- Grande pureté de l'air tout le long de l'année

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

- 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

b) 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 aéro-réfrigérants.
- Les aéro-réfrigérant ne doivent pas être placés à proximité de gros obstacles, tels que bâtiments, arbres, etc..., la circulation pourrait être gênée.
- Les ventilateurs génèrent de grands bruits.

II.2 .1. 5. Système de régulation des aéro-réfrigérants

Les éléments de contrôle des aéro-réfrigérants sont principalement :

- ❖ Capteur (thermocouple)
- ❖ Transmetteur
- ❖ Automate (régulateur)
- ❖ Actionnaire (la vanne du by-pass de l'aéro-réfrigérant)

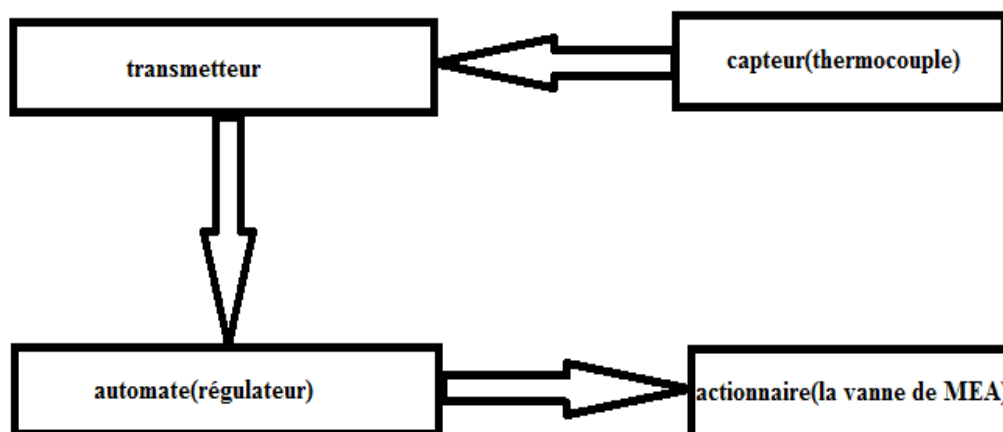


Figure 7 : Système de régulation des aéro-réfrigérants

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

II.2. 1. 6. Technologie des aéro-réfrigérants

Les aéro-réfrigérants 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.
- ❖ Manifold ou système de distribution du fluide chaud.
- ❖ Des ventilateurs.
- ❖ Boîte de distribution de l'air.
- ❖ Système de régulation.
- ❖ Structure métallique de soutien.

a) Faisceau tubulaire

Les faisceaux tubulaires des aéro-réfrigérants sont souvent réalisés en utilisant des tubes munis d'ailettes extérieures. Il existe plusieurs types d'ailettes ; circulaires, carrées, rectangulaires ou hexagonales. Ce sont des éléments monoblocs (extrudés à même le tube), ou rapportés et montés forcés sur les tubes, soit en L ou en hélice, soit soudés ou encastrés. Elles sont réalisées en même matériau que le tube ou en matériau différent (voir figure ci-dessous)



Figure 8 : Faisceaux d'aéro-réfrigérant en construction

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

b) Tubes ailettes

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 aéro-réfrigérants 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, et dans certains cas avec la pression de service et la température de fonctionnement.

Le diamètre des tubes les plus utilisés est souvent de 1 pouce soit 25,4mm. On utilise aussi le 1,25 in et le 1,5 in. On fabrique aussi des tubes de diamètres différents (Batteries ENIEM). Le diamètre extérieur des ailettes varie de 50,8mm à 63,5mm. 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 55.5 mm à 66.7 mm pour des tubes de 25.4 mm.

Nombre d'ailettes par pouce	7	8	9	10	11
Nombre d'ailettes par mètre	275	315	354	394	433
Rapport surface ailette/surface tube nu		17.1	19.2	21.2	23.2

Tableau 1. Le nombre d'ailettes par pouce varie dans ce cas de 7 à 11

L'épaisseur de l'ailette est d'environ 0,4 mm. Les longueurs courantes des tubes sont de : 6,08 m à 9,15 m.

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

Tableau 2 : Les largeurs normalisées des cellules vont par pied (Foot)

Largeur en pied (feet)	Largeur d'une cellule en mètres	Largeur d'un faisceau
22 (max)	6.7	3.35
21	6.4	3.2
20	6.1	3.05
19	5.8	2.9
18	5.5	2.75
17	5.2	2.7
16	4.9	2.45
...	...	...
2 (min)	0.609	0.304

- **Les différents types d'ailettes :**

- Les ailettes de type 'G'
- Les ailettes de type 'L'
- Les ailettes de type 'KL'
- Les ailettes de type 'LL'
- Les Ailettes bimétalliques extrudées

c) Les Manifolds

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).

d) Ventilateurs

Les ventilateurs montés sur les aéro-réfrigérants de l'industrie chimique et pétrolière sont de type axial et possèdent de 4 à 8 pâles.

1) Entraînement des ventilateurs

Des moteurs électriques sont généralement utilisés pour l'entraînement des ventilateurs, cependant des turbines hydrauliques ou à vapeur peuvent également être utilisées ainsi que des moteurs directs d'entraînement électrique à vitesse réduite.

2) Régulation du débit d'air

La régulation du débit d'air peut être réalisée soit :

- Par arrêt et marche (type tout ou rien)
- Par auvents manuels ou automatiques (marche continue du ventilateur)
- Par moteurs électriques à deux vitesses (Moteurs à plusieurs pôles magnétiques)

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

-Par ventilateur à pas variables automatiquement.

3) La fonction ventilation

On définit la vitesse faciale comme étant la vitesse normale d'entrée à travers la surface faciale du faisceau ailette.

Pour assurer une bonne distribution de l'air à travers le faisceau, le ventilateur doit être situé à une distance égale à la moitié de son diamètre. La surface ventilée par les pâles ne doit pas être inférieure à $\approx 40\%$ de la surface faciale du faisceau.

❖ Puissance du ventilateur :

La consommation d'énergie pour les ventilateurs axiaux installés sur des aéro-réfrigérants est le plus souvent de l'ordre de 1% à 3% de la puissance thermique dégagée. Une puissance plus grande deviendrait économiquement mauvaise. Il est possible d'estimer grossièrement cette puissance de la manière suivante :

$$P_v = \frac{Q_v(\Delta p_{\text{stat}} + \Delta p_{\text{dyn}})}{\eta_v} \quad W$$

Avec :

Q_v : Débit volume d'air

Δp_{stat} : Différence de pression statique entre l'entrée et la sortie du ventilateur

Δp_{dyn} : Différence de pression dynamique entre l'entrée et la sortie du ventilateur qui est de l'ordre de 40 à 60 Pa pour ce type de ventilateur et est calculable par :

$$\Delta p_{\text{dyn}} = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q_v}{S_v} \right)^2 \quad Pa$$

Il est conseillé de tenir compte du changement de densité avec la température.

η_v : Rendement global du ventilateur qui est de l'ordre de 0,6 à 0,7.

❖ Systèmes de distribution de l'air :

On utilise le plus souvent des ventilateurs du type axiaux, c'est à dire manipulant de gros débits d'air. Pour les petites puissances, les pâles du ventilateur sont fixes, lorsque les puissances sont importantes, les pâles peuvent être variables et réglées pour contrôler le débit d'air. L'air est guidé vers le faisceau à travers un caisson en forme de pyramide tronquée.

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

II.2. 2. Objectif du calcul des aéro-réfrigérant

Calculer thermiquement un aéro-réfrigérant, c'est connaître le service thermique, c'est dire le débit du fluide chaud, sa nature, sa température et son lieu d'implantation, déterminer sa surface, sa géométrie et la ou les dimensions des ventilateurs qui refroidissent le faisceau tubulaire.

II.2. 3. Méthode du calcul des aéro-réfrigérants

Chaque constructeur d'aéro-réfrigérants possède probablement sa méthode de dimensionnement thermique, mais très peu de ces méthodes sont diffusées à la manière des échangeurs multitubulaires : les méthodes Nut, Kern et ΔT_{lm} qui sont utilisées et adaptées pour ce type d'échangeurs. Dans ce calcul, on utilise deux méthodes, Kern et ΔT_{lm} .

II.2. 3. 1. Description de la méthode de ΔT_{lm}

A) Calcul thermique

Pour ce type de tube ailette, préalablement choisi (Expérience), il s'agit d'estimer le coefficient global d'échange de chaleur ; calcul approché des coefficients de convection, ou utilisation de répertoires.....

❖ Estimation du coefficient global d'échange de chaleur K_x

❖ calcul de la température sortie d'air par la formule $\Delta T_{air} = \left(\frac{k_x}{60} + 0.1 \right) \left(\frac{T_1 + T_2}{2} - t_1 \right)$

T_1 : Température d'entrée du fluide chaud

T_2 : Température de sortie du fluide chaud

t_1 : Température d'entrée du fluide froid

❖ calcul de ΔT_{LM} par la formule
$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

ΔT_{LM} : différence de température moyenne logarithmique du fluide.

Pour l'écoulement contre-courant :

$\Delta T_1 = T_1 - t_2$ À l'extrémité chaude.

$\Delta T_2 = T_2 - t_1$ À l'extrémité froide.

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

❖ La surface d'échange est donnée par la relation : $S_x = \frac{\Phi}{K_0 \Delta T_{lm} f_c}$

Où :

f_c : Le facteur de correction

S_x : La surface d'échange

Q : Flux de chaleur

❖ Calcul de La largeur : $S_F = L \cdot l$

Où :

S_F : La surface faciale

❖ Calcul du débit masse d'air par : $m_a = \frac{\Phi}{C_a (T_{FS} - T_{FE})}$

❖ Evaluation du coefficient de convection côté tube :

Le fluide qui circule à l'intérieur des tubes est en général un liquide, une vapeur qui se condense ou un liquide qui bout (évaporateur frigorifique). Il existe une multitude de corrélations permettant d'évaluer le coefficient de transfert convectif (voir Formulaire de convection en annexe). La corrélation de Colburn est l'une des plus utilisées :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0.14}$$

❖ Calcul du coefficient de convection côté air

Il est important de calculer le mieux possible le coefficient de convection côté air, étant donné que, c'est l'air qui contrôle le transfert thermique. La formule de Briggs et Young est l'une des plus utilisées dans le calcul des thermiques des aéro-réfrigérants.

Formule de Briggs et Young :

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

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

Avec :

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

$G_{\max}$: Vitesse massique de l'air en kg/m²s

$$G_{\max} = \rho V = \frac{m V_m}{S_{\text{passage}} V_f}$$

d_r : Diamètre équivalent = d_0

δ : Espacement entre deux ailettes

λ_a : Conductivité thermique côté air

μ_a : Viscosité dynamique côté air

Il existe d'autres corrélations graphiques et numériques concernant le calcul du coefficient côté air que l'on peut exploiter utilement.

Remarque : Les constructeurs de tubes ailettes proposent souvent des corrélations permettant d'évaluer ce coefficient, dans ce cas, il est préférable de l'utiliser.

❖ Coefficient global d'échange de chaleur

Le coefficient global d'échange de chaleur rapporté à la surface du tube nu est :

$$\frac{1}{K_x} = \frac{1}{h_a} \cdot \frac{S_0}{S_T} + R_{\text{contact}} + \frac{e_{\text{ail}}}{\lambda_{\text{ail}}} \cdot \frac{S_0}{S_{\text{moyT}}} + \frac{e_t}{\lambda_t} \cdot \frac{S_0}{S_{\text{moyt}}} + \frac{1}{h_i} \cdot \frac{S_0}{S_i} + R_{\text{encr}} \cdot \frac{S_0}{S_i}$$

Coefficient global de chaleur rapporté à la surface externe totale :

$$\frac{1}{K_x} = \frac{1}{h_a} + \frac{e_t}{\lambda_t} \cdot \frac{S_T}{S_{\text{moyt}}} + \frac{1}{h_i} \cdot \frac{S_T}{S_i} + R_{\text{encr}} \cdot \frac{S_T}{S_i}$$

Avec :

e_{ail} : épaisseur de l'ailette

e_t : épaisseur du tube de base

S_T : Surface totale externe du tube, ailette comprise

S_0 : Surface totale du tube nu $\pi d_0 L$

S_i : Surface totale du tube intérieur $\pi d_i L$

S_{moyt} : surface moyenne du tube de base $\pi \frac{d_0 + d_i}{2} L$

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

S_{moyT} : surface moyenne du tube supportant les ailettes $\pi \frac{d_0 + d_{\text{équi}}}{2} L$

λ_t : Conductivité du tube

λ_{All} : Conductivité de l'ailette

R_{enc} : Résistance d'encrassement

❖ vérification :

Pour vérifier le coefficient global d'échange, On calcule la différence relative ε (elle doit être inférieure à 10 %)

II.2. 3. 2 Description de la méthode de KERN

Pour le calcul d'un aéro-réfrigérant, on applique la méthode de Kern. Elle est considérée comme une méthode semi empirique, basée sur un travail expérimental.

A) Calcul thermique

❖ Estimation du coefficient global d'échange de chaleur K_x

❖ calcul de la température sortie d'air par la formule $\Delta T_{\text{air}} = \left(\frac{k_x}{60} + 0.1 \right) \left(\frac{T_1 + T_2}{2} - t_1 \right)$

❖ calcul de ΔTLM par la formule $\Delta TLM = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$

❖ La surface d'échange est donnée par la relation : $S_x = \frac{\Phi}{K_0 \Delta T_{lm} f_c}$

❖ Calcul de La largeur : $S_F = L * l$

❖ Calcul du débit massique de l'air par : $m_a = \frac{\Phi}{C_a (T_{FS} - T_{FE})}$

❖ Evaluation du coefficient de convection côté tube :

$$h_i = J_h \frac{\lambda_i}{d_i} \left(\frac{C_{pi} \mu_i}{\lambda_i} \right)^{\frac{1}{3}}$$

λ_i : conductivité thermique des effluents

C_{pi} : la chaleur spécifique des effluents

μ_i : la viscosité des effluents

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

d_i : diamètre intérieur des tubes

J_h : c'est un facteur déterminé d'après l'abaque n°4 (voir l'annexe):

Ce coefficient est amené à être corrigé en multipliant par le rapport des diamètres interne et externe d_i/d_0 .

$$h_{i0} = h_i \frac{d_i}{d_0}$$

❖ Coefficient de transfert à l'extérieur des tubes :

$$h_a = J_h \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}}$$

λ : conductivité thermique de la charge.

c_p : chaleur spécifique de la charge.

μ : viscosité de la charge.

d_e : diamètre extérieur des tubes.

J_h : c'est un facteur déterminé d'après l'abaque n° 5 : (voir l'annexe)

❖ Calcul du coefficient de transfert propre (UP) :

$$Up = \frac{h_a * h_{i0}}{h_a + h_{i0}}$$

❖ Calcul du coefficient de transfert sale Us :

$$Us = Up * (1 + Rs * Up)$$

$$Rs = R_w + R_t + R_{i0}$$

$R_t = 1/h_a$: Résistance dans le fluide à l'extérieur du tube, égale à l'inverse du coefficient du film externe.

$R_{i0} = 1/h_{i0}$: Résistance dans le fluide à l'intérieur du tube, égale à l'inverse du coefficient du film interne.

R_w : Résistance d'encrassement

❖ vérification :

On déduit la surface requise

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

$$\Rightarrow S_X = \frac{Q}{U_S * F * \Delta TLM}$$

Donc :

$$\varepsilon = (S_X - S_{Sale} / S_{Sale}) \times 100 \quad (\text{elle doit \^etre entre 10 et 20 \%})$$

B) Calcul des pertes de charge

Le calcul des pertes de charge est important pour le choix du régime optimum de l'échangeur. La valeur de ces pertes de charge est en fonction de la vitesse de circulation des fluides et de leurs caractéristiques, à savoir la densité, la viscosité et la géométrie de l'appareil.

❖ **Calcul des pertes des charges côté tube :** Les pertes de charges côté tube sont calcul es par la relation de Darcy.

$$\Delta P_i = n_p \times \rho \times v^2 \left(f \times \frac{L}{d_i} + 2 \right)$$

Avec :

V : Vitesse à l'intérieur des tubes

n_{pt} : Nombre de passes tubes

f_t : Facteur de friction

L : Longueur d'un tube

d_i : diamètre intérieur

ρ : Masse volumique du fluide

La perte de charge totale est compar e à la perte de charge admissible. Si $\Delta p > \Delta p_{adm}$, il est nécessaire de revenir au début du processus pour réduire principalement la vitesse d'écoulement du fluide à l'intérieur du tube en augmentant le nombre de rang es par passe ou le nombre de tubes par rang e. On peut exceptionnellement augmenter le diamètre du tube.

❖ **Calcul des pertes des charges côté air :**

La perte de charge côté air est  valu e par la relation de Robinson et Brigg's :

$$\Delta P_a = f_a \times \frac{G^2 \cdot N_R}{\rho_{ma}}$$

Avec :

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

$$f_a = 18,93 \left(\frac{d_r \cdot G}{\mu_a} \right)^{-0.316} \left(\frac{P_{tube}}{dr} \right)^{-0.927}$$

Où:

d_r : Diamètre équivalent du tube.

G: Vitesse massique de l'air entre les ailettes $\rho_a V$

P_{tubes} : Pas entre tubes

N_R : Nombre de rangées de tubes

μ_a : Viscosité de l'air

ρ_a : Masse volumique de l'air que l'on calcule comme suit :

F_a : est un facteur de correction dû à l'influence de l'altitude

Tableau 3 : facteur de correction en fonction de l'altitude

Altitude (m)	F_a
0	1
300	0.964
600	0.930
1200	0.844
1500	0.832

Si les pertes de charges côté air sont trop importantes, il a lieu là aussi, de revenir au début du processus et revoir à la baisse la vitesse faciale de l'air de façon à réduire la perte de charge. Si cette perte de charge est au contraire très faible, il est nécessaire alors d'augmenter la vitesse de l'air pour améliorer le coefficient de convection.

C) Calcul de la puissance des ventilateurs :

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

$$P_V = \frac{Q_V \cdot \Delta P_T}{\eta_m \cdot \eta_v}$$

Avec :

Q_V : Débit masse d'air

Δp : Perte de charge totale

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

CHAPITRE II : DESHYDRATATION DES GAZ ET GENERALITE SUR LES AERO-REFRIGERANTS

η_v : Rendement du ventilateur, variant de 0.6 à 0.7

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

Δp_{faisc} : Perte de charge à travers le faisceau

$\Delta P_d = \rho \frac{v^2}{2}$: Pression dynamique à travers l'anneau du ventilateur et V vitesse de l'air à travers l'anneau.

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

- **Pour les aéro-réfrigérants :**

Tirage forcé : $\rho = \rho_{20} \frac{293}{273 + t_1} \times F_a$ Avec : F_a facteur correctif d'altitude

Tirage induit : $\rho = \rho_{20} \frac{293}{273 + t_2} \times F_a$

La puissance installée sur le ventilateur est souvent prise égale à la puissance calculée augmentée de 10%. Il a lieu d'évaluer le ventilateur plutôt dans les conditions hivernales (notamment pour les ventilateurs a pas non variable), à cause d'une masse volumique pouvant être importante par rapport à celle de l'hiver :

$$P_{inst} = P_v \cdot 1.1 \cdot \frac{\rho_{Thiver}}{\rho_{Tété}}$$

La puissance du moteur électrique est-elle même augmentée pour résister à des courants d'appel au démarrage, souvent importants.

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

III.1 Calcul des Aero-Refrigerants

Il s'agit ici de faire le calcul thermique d'un aéro-réfrigérant d'une solution de triéthylène glycol (TEG) dans la section déshydratation de gaz naturel, dont les données sont les suivantes:

III.2 Données de calcul

III.2.1 Caractéristiques du fluide chaud (TEG)

- Débit de glycol : $42851 \text{ kg/h} = 11,9 \text{ kg/s}$
- Température d'entrée 73°C
- Température de sortie 46°C
- Pression de calcul $45,1 \text{ bars}$
- Pertes de charge admissible $0,4 \text{ bar}$
- Résistance d'encrassement $0,0003696 \text{ h }^{\circ}\text{C m}^2/\text{Kcal} = 0,0004 \text{ m}^2 ^{\circ}\text{C/W}$

III.2.2 Caractéristiques du fluide froid (AIR)

- Température de calcul 30°C
- Altitude « 0 » m
- Température minimale 3°C
- Chaleur spécifique $C_p = 0,24 \text{ kcal/kg }^{\circ}\text{C}$

III.2.3 Place disponible au sol :

- Surface du sol disponible est de 32 m^2
- longueur = 10 m
- largeur = $3,2 \text{ m}$

III.2.4 Hypothèses de base :

a) Choix des tubes :

- Tubes ailettes de $25,4 \text{ mm BWG } 14$
- Type G encastré
- Diamètre extérieur : 57 mm
- Nombre d'ailettes par mètre : 395
- Matériau des tubes : acier en carbone ($\lambda_t = 52,25 \text{ w/m}^{\circ}\text{C} = 45 \text{ kcal/h.m}^{\circ}\text{C}$ d'après l'annexe 1)

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

- Epaisseur des tubes : $e_t = \frac{d_o - d_i}{2} = \frac{25,4 - 21,2}{2} = 2,1mm$
- Diamètre équivalent des tubes : $d_r = d_o = 0,0254m$
- La disposition des tubes est choisie en triangle, avec un pas $\Delta = 60,5 mm$
- La longueur des tubes choisie est 6,8 m
- On estime initialement un nombre de rangées de tubes, $N_R = 5$

b) Type de ventilation

- Tirage forcé
- On choisit deux ventilateurs

c) Les ailettes

- $e_{ail} = 0,000355 m$ (épaisseur d'ailette)
- $l = \frac{D_o - d_o}{2} = \frac{57 - 25,4}{2} = 0,0159 m$,
- $\delta = \frac{1}{n} - e_a = \frac{1}{395} - 0,000355 = 0,0021m$ (espace entre les ailettes).

III.3 Méthode de calcul

III.3.1. Méthode DTLM :

Pour le dimensionnement de l'aéro-réfrigérant, la méthode de DTLM sera choisie ensuite.

A) Calcul thermique :

* **Calcul du flux de chaleur :** (pour le fluide chaud)

$$Q = M C_p (T_2 - T_1)$$

Avec :

M : Le débit massique horaire du fluide chaud (kg/ h)

C_p : La chaleur spécifique des deux fluides (kcal/ kg °C).

Donc : $Q = 42851 \cdot 0,9564 (73 - 46)$

$$Q = 1106532 \text{ Kcal / h}$$

$$Q = 1,28 \cdot 10^6 \text{ W}$$

* **Estimation du coefficient global d'échange de chaleur :**

Pour estimer le coefficient global d'échange de chaleur, on utilise l'annexe n° 2

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

On prend : $K_x = 29 \text{ W/m}^2\text{°C}$, dans une première estimation

* **Calcul de la température de sortie d'air :**

$$\Delta T_{air} = \left(\frac{k_x}{60} + 0,1 \right) \left(\frac{T_1 + T_2}{2} - t_1 \right) = \left(\frac{29}{60} + 0,1 \right) \left(\frac{73 + 46}{2} - 30 \right) = 17,2^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{air} = 17,2^\circ\text{C}$$

$$t_2 = \Delta T_{air} + t_1 = 17,2^\circ\text{C} + 30 = 47,2^\circ\text{C}$$

* **Calcul de ΔTLM**

$$\Delta TLM = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right)} = \frac{(73 - 47,2) - (46 - 30)}{\ln \left(\frac{73 - 47,2}{46 - 30} \right)} = 20,51^\circ\text{C}$$

T_1 : Température d'entrée du fluide chaud

T_2 : Température de sortie du fluide chaud

t_1 : Température d'entrée du fluide froid

t_2 : Température de sortie du fluide froid

Pour l'écoulement contre-courant :

$$\Delta T_1 = T_1 - t_2 \quad \text{à l'extrémité chaude.}$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_1 \quad \text{à l'extrémité froide.}$$

* **Calcul de la surface d'échange :**

$$S_x = \frac{\Phi}{K_x \Delta T_{lm} f_c}$$

f_c : Le facteur de correction est égal à 1 pour un nombre de rangées > 3

$$S_x = \frac{1,28 \times 10^6}{29 \times 20,51} = 2159,89 \text{ m}^2$$

* **Calcul de la surface faciale**

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

$$SF = \frac{S_x}{ASPM}$$

ASPM : Surface extérieure des tubes fins en

m²/m²

ASPM : c'est un facteur déterminé à partir du tableau suivant :

Tableau 4 : Propriétés du tube ailette de diamètre extérieur égal à 25,4 mm

Fintube Data for 25.4 mm OD tubes

Fin height by Fins/meter	12.7 mm by 354		15.9 mm by 394	
APM, m ² /m	1.16		1.70	
AR, m ² /m ²	14.5		21.4	
Tube Pitch	51 mm Δ	57 mm Δ	57 mm Δ	64 mm Δ
APSM (3 rows), m ² /m ²	68.4	60.6	89.1	80.4
(4 rows)	91.2	80.8	118.8	107.2
(5 rows)	114.0	101.0	148.5	134.0
(6 rows)	136.8	121.2	178.2	160.8
<i>Note:</i> APM is the area of fintube per meter of tube length, in m ² /m. AR is the area ratio of fintube compared to the exterior area of 25.4 mm OD bare tube which has 0.0798 m ² /m. APSM is the fintube area (m ²) per m ² of bundle face area.				

ASPM=141,25 pour le pas Δ = 60,5 mm, donc :

$$S_F = \frac{2159,89}{141,25} = 15,29 \text{ m}^2$$

$$S_F = 15,29 \text{ m}^2$$

* **Calcul de La largeur :**

$$S_F = L \times l \Rightarrow l = \frac{S_f}{L} = \frac{15,29}{6,8} = 2,248 \text{ m}$$

La largeur normalisée est de 8' = 2,44 m

$$\text{Donc : } S_F = 6,8 \times 2,44 \text{ m} = 16,592 \text{ m}^2$$

Donc, la surface d'échange devient, $S_x = 16,592 \times 141,25 = 2343,62 \text{ m}^2$

* **Calcul du nombre de tubes (N_t) :**

$$\text{Le nombre de tubes est calculé d'après la formule : } N_t = \frac{S_x}{APM \cdot L}$$

APM : Surface par une longueur de nombre de pied de tube en m²/m²

APM, c'est un facteur déterminé à partir du tableau précédent et est égal à 1,7

$$\text{Donc, } N_t = \frac{2343,62}{1,7 \cdot 6,8} \approx 200 \text{ tubes}$$

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

* Calcul de la vitesse massique côté tube (G_t) :

Pour un tube 14 BWG et un diamètre extérieur 25,4mm, on a d'après l'annexe n°3 :

$$S_t = 352,3 \text{ mm}^2, \quad G_t = \frac{M_t}{S_t} \cdot x \frac{N_p}{N_t} = \frac{11,95}{352,3 \cdot 200} \cdot 10^6 = 844,45 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Avec, M_t : le débit massique du fluide chaud = 11,9 Kg/s

* Calcul du nombre de Reynolds

On recherche les propriétés du fluide chaud à la température moyenne, $T_m = \frac{73 + 46}{2} = 59,5 \approx$

60°C, à 60°C, on a les propriétés suivantes :

$$\lambda = 0,497 \text{ kcal /h m}^\circ\text{C}$$

$$\mu = 0,537 \cdot 10^{-3} \text{ pas.s}$$

$$C_p = 0,9563 \text{ kcal/kg. }^\circ\text{C}$$

$$\rho = 986,3 \text{ kg/m}^3$$

$$R_e = \frac{G_t d_i}{\mu} = \frac{844,45 \times 21,2 \cdot 10^{-3}}{0,537 \cdot 10^{-3}} = 33337,67$$

* Calcul du coefficient de convection côté TEG

$$h_i = N_u \lambda / d_i$$

et

$$Nu = 0.023 R^{0.8} Pr^{1/3}$$

Avec : Nu : nombre de Nusselt

Pr : nombre de Prandtl

Re : nombre de Reynolds

• Le nombre de Prandtl

$$P_r = \frac{C_p \mu}{\lambda} = \frac{0,9563 \cdot 3600 \cdot 0,537 \cdot 10^{-3}}{0,497} = 3,72$$

• Le nombre de Nusselt

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

$$N_u = 0.023 \times R_e^{0.8} \times P_r^{\frac{1}{3}} = 0,023 \times (333337,69)^{0.8} \times (3,72)^{\frac{1}{3}} = 147,28$$

Donc le coefficient de convection h_i :

$$h_i = \frac{N_u \cdot \lambda}{d_i} = \frac{147,28 \cdot 0,497}{21,2 \cdot 10^{-3}} = 3452,74 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

* Calcul du débit d'air

$$M_a = \frac{\Phi}{C_a(t_2 - t_1)} = \frac{1106532}{0,24 \cdot (47,2 - 30)} = 2,68 \times 10^5 \text{ kg/h}$$

$$M_a = 74,44 \text{ kg/s}$$

* Calcul de la vitesse massique de l'air

On recherche les propriétés du fluide froid à la température moyenne, $T_m = \frac{30 + 47,2}{2} \approx$

39°C

Donc :

Les propriétés d'air à 39°C (T_{moy} d'air) :

$$\lambda_a = 0,0237 \text{ kcal/h m}$$

$$\mu_a = 19,1 \cdot 10^{-6} \text{ pas.s}$$

$$C_p = 0,24 \text{ kcal/kg. °C}$$

$$\rho = 1,128 \text{ kg/m}^3$$

$$G_a = \frac{M_a}{S_F} = \frac{74,44}{16,592} = 4,48 \text{ kg/m}^2\text{.s}$$

* Rapport de la surface ailetée et la surface interne des tubes

$$\frac{S_T}{S_i} = \frac{AR \times D_a}{d_i} = \frac{21,4 \times 25,4}{21,2} = 25,64$$

S_T : Surface totale externe du tube

S_i : Surface totale du tube intérieur

AR : Facteur exprimé à partir du tableau 6.

* Calcul du coefficient de convection d'air h_a par la formule de Briggs et Young

$$h_a = \frac{0,134 \lambda_a}{d_r} \cdot \left(\frac{d_r G_a}{\mu_a} \right)^{0,681} \cdot \left(\frac{C_a \mu_a}{\lambda_a} \right)^{1/3} \left(\frac{\sigma}{I} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{\sigma}{e_{ail}} \right)^{0,1134}$$

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

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

d_r : Diamètre équivalent = d_0

δ : Espacement entre deux ailettes

λ_a : Conductivité thermique côté air

μ_a : Viscosité dynamique côté air

Donc

$$h_a = \frac{0,134 \cdot 0,0237}{0,0254} \cdot \left(\frac{0,0254 \cdot 4,48}{19,1 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,681} \cdot \left(\frac{0,24 \cdot 19,1 \cdot 10^{-6}}{0,0237} \cdot 3600 \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{0,0021}{0,0159} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{0,0021}{0,000355} \right)^{0,1134}$$
$$h_a = 33,69 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$$

* Calcul du coefficient global d'échange

$$\frac{1}{K_x} = \frac{1}{h_a} + \frac{e_t}{\lambda t} \cdot \frac{S_T}{S_{moyt}} + \frac{1}{h_i} \cdot \frac{S_T}{S_i} + R_{encr} \cdot \frac{S_T}{S_i}$$

$$S_T / S_i = 21,4 \cdot 25,4 / (25,4 + 21,2 / 2) = 23,33$$

$$\frac{1}{K_x} = \frac{1}{33,69} + \frac{2,1 \cdot 10^{-3}}{45} \cdot 23,33 + \frac{1}{3452,74} \cdot 25,64 + 0,0003696 \cdot 25,64$$

$$\Rightarrow K_x = 20,53 \text{ kcal/hm}^2\text{°C} = 23,842 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

* Différence relative

$$\varepsilon = \left| \frac{29 - 23,842}{29} \right| = 0,17 = 17 \cdot 10^{-2}$$

Cette différence relative est un peu élevée, de ce fait, on va effectuer une deuxième itération en prenant $K_x = 23,842 \text{ W/m}^2\text{°C}$, et on suivra la même méthode de calcul décrite juste au-dessus, d'où les résultats suivants :

- $\Delta T_{\text{air}} = 14,67^\circ\text{C}$
- $t_2 = 14,67^\circ\text{C} + 30 = 44,67^\circ\text{C}$
- $\Delta TLM = 21,51^\circ\text{C}$
- $S_X = 2486,96 \text{ m}^2$
- $S_F = 17,60 \text{ m}^2$
- $l = 2,6 \text{ m} = 8,54'$, la largeur normalisée est de $9' = 2,745 \text{ m}$
- $S_F = 6,8 \times 2,745 \text{ m} = 18,666 \text{ m}^2$

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

- $S_x = 18,666.141,25 = 2636,57 \text{ m}^2$
- $N_t = 225$ tubes
- $S_t = 352,3 \text{ mm}^2$ (Annexe 3)
- $G_t = 750,3 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$
- $Re = 29620,91$
- $P_r = 3,72$
- $N_u = 134,04$
- $h_i = 3142,35 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$
- $M_a = 87,30 \text{ kg/s}$ ($3,14 \cdot 10^5 \text{ kg/h}$)
- $G_a = 4,67 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$
- $h_a = 34,54 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$
- $K_x = 20,97 \text{ kcal/hm}^2\text{°C} = 24,32 \text{ W/m}^2\text{°C}$

$$\varepsilon = 0,19 \cdot 10^{-2} (< 10 \%)$$

Puisque la différence relative est très faible, on peut s'arrêter à ce stade.

B) Calcul des pertes de charge

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

On utilise simplement la loi de Darcy

$$\Delta P_i = n_p \times \rho \times v^2 \left(f \times \frac{L}{d_i} + 2 \right)$$

f : Facteur de friction, on le détermine en fonction de (Re) d'après l'annexe n°4

Pour $Re = 33323,15$; on a $f = 0,015$

La section de passage droite

$$S_p = \frac{n_T \times \pi \cdot d_i^2}{n_{\text{tubes}} \times 4} = \frac{225 \times 3,14 \times 21,2^2 \cdot 10^{-6}}{5 \times 4} = 0,0158 \text{ m}^2$$

$$V_i = \frac{M}{\rho \cdot S_p} = \frac{42851}{3600 \times 0,0158 \times 986,3} = 0,76 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\Delta P_i = 5 \times 986,3 \times 0,76^2 \left(0,015 \times \frac{6,8}{21,2 \cdot 10^{-3}} + 2 \right) = 1,94 \cdot 10^4 \text{ pas}$$

$$\Delta P_i = 0,194 \text{ bars}$$

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

* Calcul des pertes de charge à l'extérieur des tubes

$$\Delta P_a = f_a \times \frac{G^2 \cdot N_R}{\rho_{ma}}$$

Le coefficient des pertes de charge est donné par la formule de Briggs-Robinson :

$$f_a = 18,93 \left(\frac{d_r \cdot G}{\mu_a} \right)^{-0.316} \left(\frac{P_{tube}}{dr} \right)^{-0.927}$$

$$f_a = 18,93 \left(\frac{25,4 \cdot 10^{-3} \cdot 4,67}{19,1 \cdot 10^{-6}} \right)^{-0.316} \left(\frac{0,0605}{25,4 \cdot 10^{-3}} \right)^{-0.927} = 0,53$$

$$\Delta P_a = 0,53 \times \frac{4,67^2 \cdot 5}{1,128} = 51,23 \text{ pas}$$

C) Calcul de la puissance des ventilateurs

* Calcul de la surface minimum du ventilateur

$$S_v = \frac{0,4 \cdot S_F}{n_v} = \frac{0,4 \cdot 18,666}{2} = 3,7332 \text{ m}^2$$

n_v : Nombre de ventilateurs

* Diamètre du ventilateur

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \times 3,7332}{3.14}} = 2,18 \text{ m}$$

* Calcul du débit volumique d'air de chaque ventilateur

$$Q_v = \frac{\text{débitmassique}}{n_v \cdot \rho} = \frac{87,30}{2 \times 1,128} = 38,69 \text{ m}^3 / \text{s}$$

* Calcul des pertes de charge totales dans le ventilateur

$$\Delta P_T = \Delta P_a + \Delta P_d$$

ΔP_d : La variation de la pression dynamique dans l'anneau du ventilateur

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

Il est donné par : $\Delta P_d = \rho \frac{v^2}{2}$

On a un Tirage forcé

$$\rho = \rho_{20} \frac{293}{273 + t_1} \times F_a \quad \text{Avec} \quad F_a \text{ facteur correctif d'altitude} = 1 \text{ pour une altitude } 0 \text{ m}$$

(Tableau 4)

$$\rho = 1,2 \cdot \frac{293}{273 + 30} \times 1 = 1,16 \text{ Kg/m}^3 \quad (\text{à } 30^\circ \text{C})$$

$$V_{anneau} = \frac{Q_v}{S_v} = \frac{38,69}{3,7332} = 10,36 \text{ m/s}$$

Vanneau : Vitesse de l'air à travers l'anneau

Donc les Pertes de charge dynamique : ΔP_d

$$\Delta P_d = \frac{\rho_v \cdot v^2}{2} = 1,16 \cdot \frac{10,36^2}{2} = 62,25 \text{ Pa}$$

Les pertes de charge totale

$$\Delta P_T = \Delta P_a + \Delta P_d = 51,23 + 62,25 = 113,48 \text{ pas}$$

$$\Delta P_T = 113,48 \text{ pas}$$

* **Calcul de la puissance de chaque ventilateur**

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

Q_v : Débit d'air d'entrée

ΔP_T : Perte de charge totale.

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

η_v : Rendement de ventilateur variant de 0,6 à 0,7 (on prend la moyenne qui est 0,65)

$$P_v = \frac{38,69 \times 113,48}{0,95 \cdot 0,65} = 7110,66 \text{ W} = 10 \text{ CV}$$

On recommande d'adopter un facteur de sécurité de 10% sur la puissance.

La puissance installée doit tenir compte du fonctionnement en hiver.

Le ventilateur aspirant un débit de volume d'air constant ($T = 276^\circ \text{K}$), en hiver la masse volumique d'air augmente.

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

$$P_{inst} = P_v \cdot 1,1 \cdot \frac{\rho_{Thiver}}{\rho_{Tété}} = 10,11 \cdot \frac{1,274}{1,146} = 12 \text{ CV}$$

On utilisera donc des moteurs de 12 CV

La puissance totale installée est de : $12 \times 2 = 24 \text{ CV}$

III.3.2. Méthode de Kern

A) Calcul thermique :

* **Calcul du flux de chaleur :(pour le fluide chaud)**

$$Q = M C_p (T_2 - T_1)$$

Avec :

M : Le débit massique horaire de fluide chaud (kg/ h)

C_p : La chaleur spécifique des deux fluides (kcal/ kg °C).

Donc : $Q = 42851,09564 (73 - 46)$

$$Q = 1106532 \text{ Kcal / h}$$

$$Q = 1,28 \cdot 10^6 \text{ W}$$

* **Estimation du coefficient global d'échange de chaleur :**

Pour estimer le coefficient global d'échange de chaleur, on utilise l'annexe n° 2

On prend : $K_x = 29 \text{ w/ m}^2\text{°C}$, dans une première estimation

Le départ de cette méthode comme le départ de la méthode précédente (DTLM), et on obtient les résultats suivants :

- $\Delta T_{air} = 17,2^\circ\text{C}$
- $t_2 = 17,2^\circ\text{C} + 30 = 47,2^\circ\text{C}$
- $\Delta TLM = 21,51^\circ\text{C}$
- $S_x = 2159,89 \text{ m}^2$
- $S_F = 15,29 \text{ m}^2$
- $l = 2,24 \text{ m} = 6,56'$, la largeur normalisée est de $7' = 2,44 \text{ m}$
- $S_F = 6,8 \times 2,745 \text{ m} = 16,592 \text{ m}^2$
- $S_x = 18,666.141,25 = 2343,62 \text{ m}^2$
- $N_t = 200 \text{ tubes}$
- $S_t = 352,3 \text{ mm}^2$ (Voir l'annexe 3)

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

- $G_t = 844,45 \text{ kg/m}^2.\text{s}$
- $Re = 33337,69$

* **Calcul du coefficient de convection côté tube:**

On a :

$$h_i = J_h \frac{\lambda_i}{d_i} \left(\frac{c_{pi}\mu_i}{\lambda_i} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Avec :

λ_i : conductivité thermique des effluents.

c_{pi} : la chaleur spécifique des effluents.

μ_i : la viscosité des effluents.

d_i : diamètre intérieur des tubes.

J_h : c'est un facteur déterminé d'après l'abaque n°4 (voir l'annexe):

* **Le facteur J_h :**

$$J_h = \frac{h_i d_i}{\lambda_i} \left(\frac{c_{pi}\mu_i}{\lambda_i} \right)^{-\frac{1}{3}}$$

Détermination de J_h d'après l'abaque n°4 (voir l'annexe)

$Re = 33337,53 \quad \Rightarrow \quad J_h = 113$

$$h_i = 113 \times \frac{0,497}{0,0212 \times 3600} \left(\frac{0,9563 \times 0,537 \times 10^{-3} \times 3600}{0,497} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$h_i = 1,1348 \text{ kcal/sm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_i = 4085,56 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{i0} = 4085,56 \times \frac{21,2}{25,4}$$

$$h_{i0} = 3410 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

* **Coefficient de transfert à l'extérieur des tubes:**

$$h_a = J_h \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Pour calculer le facteur J_h , il faut connaître Re

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

$$R_e = \frac{G_t d_0}{\mu}$$

* **Calcul du débit d'air :**

$$M_a = \frac{\Phi}{C_a(t_2 - t_1)} = \frac{1,106.10^6}{0,24.(47,2 - 30)} = 2,68 \times 10^5 \text{ kg/h}$$

$$M_a = 74,44 \text{ kg/s}$$

* **Calcul de la vitesse massique de l'air :**

$$G_a = \frac{M_a}{S_F} = \frac{74,44}{16,592} = 4,48 \text{ kg/m}^2.\text{s}$$

$$R_e = \frac{G_t d_0}{\mu} = \frac{844,09 \times 25,4.10^{-3}}{19.1.10^{-3}} = 5957,69$$

Détermination de J_h d'après l'abaque n°5 (voir l'annexe)

$$R_e = 5957,69 \quad \Rightarrow \quad J_h = 43$$

$$h_0 = 48 \times \frac{0,0237}{0,0254 \times 3600} \left(\frac{0,24 \times 19.1 \times 10 - 3 \times 3600}{0,0237} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$h_0 = 35,60 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

* **Calcul du coefficient de transfert propre (U_p) :**

$$U_p = \frac{h_o * h_{io}}{h_o + h_{io}}$$

$$U_p = 35,53 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

* **calcul du coefficient de transfert sale U_s :**

$$U_s = U_p * (1 + R_s * U_p)$$

$$R_s = R_w + R_t + R_{io}$$

$R_t = 1/h_a$: Résistance dans le fluide à l'extérieur du tube, égale à l'inverse du coefficient du film externe.

$R_{io} = 1/h_{io}$: Résistance dans le fluide à l'intérieur du tube, égale à l'inverse du coefficient du film interne.

R_w : Résistance d'encrassement

$$R_t = 1/h_a = 0,0280898 \text{ h m}^2 \text{ s /Kcal}$$

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

$$R_{io}=1/h_{i0} = 0,0002932 \text{ h m}^2 \text{ s /Kcal}$$

$$R_w=0,0003696 \text{ h m}^2 \text{ s /Kcal}$$

$$\text{Donc: } R_s = R_w + R_t + R_{io} = 0,00287525 \text{ h m}^2 \text{ s /Kcal}$$

$$U_s=71,82 \text{ kcal/hm}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$U_s=83,31 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

* Vérification:

On déduit la surface requise

As : La surface sale

$$\Rightarrow S_s = \frac{Q}{U_s * F * \Delta TLM}$$

F : Facteur de correction

$$F = \Delta TLM - \Delta T_1 / \Delta T_2 - \Delta T_1$$

$$\Delta T_1 = T_1 - t_2$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_1$$

$$F = 0,46$$

$$\text{Donc : } S_s = 1552,79 \text{ m}^2$$

$$\varepsilon = (S_X - S_{Sale} / S_{Sale}) \times 100$$

ε : La différence relative

$$\varepsilon = (2343,62 - 1552,79 / 1552,79) \times 100$$

$$\varepsilon = 50 \%$$

Cette différence relative entre les deux surfaces d'échange est peu élevée, donc, on doit faire une 2^{ème} itération.

2^{ème} itération :

Pour $K_x = 35,5 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$, et on suivra la même méthode de calcul décrite juste au-dessus, d'où les résultats suivants :

- $\Delta T_{air} = 20,40^\circ\text{C}$
- $t_2 = 20,40^\circ\text{C} + 30 = 50,40^\circ\text{C}$
- $\Delta TLM = 19,13^\circ\text{C}$
- $S_X = 1884,80 \text{ m}^2$
- $S_F = 13,34 \text{ m}^2$
- $l = 1,96 \text{ m}$, la largeur normalisée est de $7' = 2,14 \text{ m}$
- $S_F = 6,8 \times 2,44 \text{ m} = 14,55 \text{ m}^2$
- $S_X = 14,55 \cdot 141,25 = 2055,18 \text{ m}^2$

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

- $N_t = 180$ tubes
- $S_t = 352,3 \text{ mm}^2$ (abaque 3)
- $G_t = 938,27 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$
- $Re = 37041,57$
- $J_h = 125$ (Annexe 4)
- $h_i = 4520,66 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $h_{i0} = 3773,10 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $Ma = 226007,35 \text{ kg/h} = 62,77 \text{ Kg/s}$
- $G_a = 4,31 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$
- $Re = 5731,62$
- $J_h = 42$ (Annexe 5)
- $h_a = 34,77 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $U_p = 34,45 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $U_s = 69,33 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $U_s = 80,42 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $F_c = 0,47$
- $S_s = 1770,24 \text{ m}^2$
- $\varepsilon = 16 \%$ (entre 10 et 20%), donc cette estimation est correcte

B) Calcul des pertes de charge

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

On utilise simplement la loi de Darcy

$$\Delta P_i = n_p \times \rho \times v^2 \left(f \times \frac{L}{d_i} + 2 \right)$$

f : Facteur de friction, on le détermine en fonction de Re , à partir de l'annexe n°4

Pour $Re = 33323,15$ on a $f = 0,015$

La section de passage droite :

$$S_p = \frac{n_T \times \pi \cdot d_i^2}{n_{ptubes} \times 4} = \frac{180 \times 3,14 \times 21,2^2 \cdot 10^{-6}}{5 \times 4} = 0,0127 \text{ m}^2$$

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

$$V_i = \frac{M}{\rho \cdot S_p} = \frac{42851}{3600 \times 0,0127 \times 986,3} = 0,95 \frac{m}{s}$$

$$\Delta P_i = 5 \times 986,3 \times 0,95^2 \left(0,016 \times \frac{6,8}{21,2 \cdot 10^{-3}} + 2 \right) = 31742,63 \text{ pas}$$

$$\Delta P_i = 0,31742 \text{ bars}$$

* **Calcul des pertes de charge à l'extérieur des tubes**

$$\Delta P_a = f_a \times \frac{G^2 \cdot N_R}{\rho_{ma}}$$

Le coefficient des pertes de charge est donné par la formule de Briggs-Robinson :

$$f_a = 18,93 \left(\frac{d_r \cdot G}{\mu_a} \right)^{-0,316} \left(\frac{P_{tube}}{dr} \right)^{-0,927}$$

$$f_a = 18,93 \left(\frac{25,4 \cdot 10^{-3} \cdot 4,31}{19,1 \cdot 10^{-6}} \right)^{-0,316} \left(\frac{0,0605}{25,4 \cdot 10^{-3}} \right)^{-0,927} = 0,54$$

$$\Delta P_a = 0,54 \times \frac{4,31^2 \cdot 5}{1,128} = 44,46 \text{ pas}$$

C) Calcul de la puissance des ventilateurs :

* **Calcul de la surface minimum du ventilateur :**

$$S_v = \frac{0,4 \cdot S_F}{n_v} = \frac{0,4 \cdot 14,55}{2} = 2,91 \text{ m}^2 \quad n_v : \text{Nombre de ventilateurs}$$

* **Diamètre du ventilateur**

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \times 2,91}{3,14}} = 1,92 \text{ m}$$

* **Calcul du débit volumique d'air de chaque ventilateur**

$$Q_v = \frac{\text{débit massique}}{n_v \cdot \rho} = \frac{62,77}{2 \times 1,128} = 27,82 \text{ m}^3 / s$$

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

* Calcul des pertes de charge totale dans le ventilateur

$$\Delta P_T = \Delta P_a + \Delta P_d$$

ΔP_d : La variation de la pression dynamique dans l'anneau du ventilateur

Il est donné par : $\Delta P_d = \rho \frac{v^2}{2}$

On a un Tirage forcé :

$$\rho = \rho_{20} \frac{293}{273 + t_1} \times F_a \quad \text{Avec } F_a, \text{ le facteur correctif d'altitude}=1 \text{ pour une altitude } 0 \text{ m}$$

(Tableau 4)

$$\rho = 1,2 \cdot \frac{293}{273 + 30} \times 1 = 1,16 \text{ Kg} / \text{m}^3 \quad (\text{à } 30 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$V_{\text{anneau}} = \frac{Q_v}{S_v} = \frac{27,82}{2,91} = 9,56 \text{ m} / \text{s}$$

V_{anneau} : Vitesse de l'air à travers l'anneau

Donc les Pertes de charge dynamique : ΔP_d

$$\Delta P_d = \frac{\rho \cdot v^2}{2} = 1,16 \cdot \frac{9,56^2}{2} = 53,008 \text{ Pa}$$

Les pertes de charge totale :

$$\Delta P_T = \Delta P_a + \Delta P_d = 44,46 + 53,008 = 97,47 \text{ pas}$$

$$\Delta P_T = 97,47 \text{ pas}$$

* Calcul de la puissance de chaque ventilateur

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

Q_v : Débit d'air d'entrée

ΔP_T : Perte de charge totale.

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

η_v : Rendement de ventilateur variant de 0,6 à 0,7 (on prend la moyenne, qui est 0,65)

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

$$P_v = \frac{27,82 \times 97,47}{0,95 \cdot 0,65} = 4391,28 \text{ W} = 6 \text{ CV}$$

On recommande d'adopter un facteur de sécurité de 10% sur la puissance.

La puissance installée doit tenir compte du fonctionnement en hiver.

Le ventilateur aspirant un débit de volume d'air constant ($T = 276^\circ\text{K}$), en hiver la masse volumique d'air augmente.

$$P_{inst} = P_v \cdot 1,1 \cdot \frac{\rho_{Thiver}}{\rho_{Tété}} = 6 \cdot 1,1 \cdot \frac{1,274}{1,146} = 8 \text{ CV}$$

On utilisera donc des moteurs de 8 CV

La puissance totale installée est de : $8 \times 2 = 16 \text{ CV}$

résultat de la différence propriétés entre deux méthodes **tableau 5** suivant : (La méthode de Kern et méthode ΔTLM)

	méthode de Kern	La méthode ΔTLM
Nombre de tubes	180	200
Longueur des tubes	6,8	6.8
Diamètre des tubes D_0 (mm)	25,4	25.4
Nombre de rangées	5	5
Température de sortie d'air ($^\circ\text{C}$)	47,2	44.67
Débit d'air (kg/s)	62,77	87.30
coefficient de convection côté TEG (kcal/hm 2 °C)	3773,10	3142.35
coefficient de convection côté AIR (kcal/hm 2 °C)	34,77	34.54
surface d'échange (m 2)	2055,18	2636.57

CHAPITRE III : CALCUL DES AERO-REFRIGERANTS

surface faciale (m ²)	14,55	18.666
coefficient global d'échange de chaleur (w/m ² °C)	35,5	23.85
Nombre de ventilateurs	2	2
Puissance de chaque ventilateur (CV)	8	12

Tableau 5 : Différence entre (La méthode de Kern et méthode ΔTLM)

CONCLUSION GENERALE

En conclusion, les aéro-réfrigérants industriels sont une solution efficace et rentable pour maintenir des températures stables dans les processus industriels. Ils offrent de nombreux avantages par rapport aux autres méthodes de refroidissement et sont utilisés dans de nombreuses industries.

Avec les dernières avancées dans ce domaine passionnant, il est plus important que jamais de considérer l'utilisation d'aéro-réfrigérants industriels dans les entreprises et réduire les coûts, d'améliorer la qualité des produits et de contribuer à un avenir plus durable.

Bibliographie

- [1]. Manuelle opératoire du complexe GL1K.
- [2]. Technique de l'ingénierie « TRANSFERT DE CHALEUR»
- [3]. P. Trombouze ; le raffinage du pétrole (Matériels et équipements tome 4). Edition TECHNIP, IFP (1999).
- [4]. Systèmes de refroidissement industriels. Commission Européenne. 2001).
- [5]. Cours sur les échangeurs de chaleurs de M.Boussaid.
- [6]. Joseph.Lieto ; Le génie chimique à l'usage des chimistes. Edition TEC et DOC Lavoisier 2004.
- [7]. Gas Processors Suppliers Association GPSA.
- [8]. Jean François Reynaud: Concentration par évaporation et recompression mécanique de vapeur. Edition EYROLLES. 1994.
- [9]. GUIDE WEKA : Estimation et contrôle des coûts d'un projet.
- [10]. P.Wuithier; Raffinage et génie chimique .Edition technique « tome I » .1972.
- [11]. P.Wuithier ; Raffinage et génie chimique. Edition technique « tome II » .1972.
- [12]. www.neo.ne.gov/statshtml/124.html
- [13]. A.Grange ; cours échanges thermiques, calcul des équipements (condenseurs, Rebouilleurs, aéro-réfrigérants).
- [14]. Air-Cooled Heat Exchangers. Récupéré sur Stone Process Equipment Co: [Http: //www.stoneprocess.com/acooler.htm](http://www.stoneprocess.com/acooler.htm). (s.d.)
- [15]. M. A. LAMECHE : Les aéro-réfrigérants, séminaire octobre 2005.
- [16]. M.SILINI et A.MENIDJEL : Appareils statistiques, séminaire Avril 2008.
- [17]. M. A. GRANGE TECHNIP Aéro-réfrigérants (Centre des études supérieures de raffinage et de génie chimique).

عنوان المذكرة: دراسة تحجيم مبرد الهواء (E-215) لقسم الجفاف بمعالجة الغاز الطبيعي في حاسي الرمل

المؤطر: هشام بودليوة

الاسم: عبد المجيد

اللقب: بن جابري

الاسم: مهدي

اللقب: بن الغويني

ملخص:

إن تبريد المنتجات والمعدات الصناعية ضروري من أجل الحفاظ على جودتها وأدائها، في كثير من الحالات يتم توفير التبريد عن طريق التبادل مع البيئة المحيطة باستخدام الماء أو الهواء. لقد قمنا في هذا العمل بدراسة مبرد الهواء بشكل خاص حيث تطرقنا إلى كيفية عمله ومعرفة مكوناته وأجزائه وأهم سلبياته وإيجابياته.

كلمات مفتاحية: هواء، مبادل حراري، مكيف هواء

Memory title : Sizing study of the air cooler (E-215) for the drying section of natural gas treatment in Hassi R'mel

Name& First name: BENDJABRI ABDELMADJID

Name& First name: BENGHOUI NI MAHDI

Directed by: BOUDELLIOUA HICHEM

Abstract:

The cooling of industrial products and equipment is essential to maintain their quality and performance. In many cases, cooling will be provided by exchange with the surrounding environment using water or air. In this work, we studied the air cooler in particular, where we approached its operation and the knowledge of its components and parts and the most important advantages and disadvantages.

Key words: Air, heat exchanger, air cooler

Titre du mémoire : Étude de dimensionnement d'un aéroréfrigérant (E-215) pour la section de déshydratation du traitement du gaz naturel de Hassi R'Mel

Nom& Prénom: BENDJABRI ABDELMADJID

Nom& Prénom: BENGHOUI NI MAHDI

Encadreur : BOUDELLIOUA HICHEM

Résumé :

Le refroidissement des produits et équipements industriels joue un rôle crucial dans le maintien de leur qualité et de leurs performances. Dans de nombreux cas, ce refroidissement est réalisé en échangeant de la chaleur avec l'environnement grâce à l'utilisation d'eau ou d'air. Dans cette étude, nous avons examiné spécifiquement l'aéro réfrigérant, afin d'explorer le fonctionnement de ses différents composants et pièces, et déterminer les principaux avantages et inconvénients qui lui sont associés.

Mots clés : Air, échangeur de chaleur, aéro-réfrigérant