

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université 20 Août 1955-Skikda

Faculté De Technologie

Département de Pétrochimie

جامعة 20 أوت 1955 سكيكدة

كلية التكنولوجيا

قسم البتروكيميا

Mémoire

En vue de l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Industries Pétrochimique

Spécialité : Raffinage Et pétrochimie

Etude de l'influence de la température ambiante sur le taux de marche de l'unité U-100 (RA2K)-Skikda

Réalisé par :

CHETTOUH Soheyb

TAIR Faiz

Encadré par :

- Dr. MECHATI.Fadia

Année universitaire : 2022-2023



Remerciements

Avant tout, nous remercions le bon Dieu, tout puissant, de nous avoir donné la force et le courage pour réaliser ce mémoire.

Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à notre directrice du mémoire Dr **MECHATI** pour ses précieux conseils et le suivi qu'il nous a apporté durant ce travail.

Nous tenon sa remercier également les membres de jury qui m'ont fait l'honneur d'accepter de juger ce travail.

Sans oublier nos enseignants du département de Pétrochimie, faculté de Technologie de **l'université 20 Août 1955-Skikda**, pour leur assistance tout au long de notre parcours de licence.

Pour être sûre de n'oublier personne nous voudrions exprimer notre sincère reconnaissance et notre profonde gratitude à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce travail.

Un merci tout spécial est adressé au personnel administratif du département pour leur disponibilité et l'aide précieuse qu'elles m'ont apportés.

Enfin, je remercie tout particulièrement ma famille et mes amis pour leur support. Ils ont été une grande source d'inspiration.



Dédicace

A mon père

*Mon plus haut exemple et mon modèle de persévérance pour
aller toujours de l'avant et ne jamais baisser les bras et pour son
enseignement continu.*

A ma mère

*Pour son affection, sa patience, sa compréhension, sa
disponibilité, son écoute permanente et son soutien.*

Mes chers parents que Dieu vous garde.

*A mes chers frères et sœurs : N, N, Z, A, H, M, A, pour vous
exprimer toute mon affection et ma tendresse.*

*A mes fidèles amies Zoheir, Kader, Zaki, Anes et Tayeb, à mon
binôme Faiz T, à mes collègues, à toute ma famille paternelle*

CHETTOUH.

À mon cher encadreur Dr MECHATIA

mes amies de BATNA et d'université

En fin, à tous ceux qui m'aime

SOHEYB



A decorative border surrounds the text, featuring a top row of large pearls, a middle row of smaller pearls, and a bottom row of large pearls. On the left side, there are several white roses and buds on green stems. On the right side, there is a large white rose with green leaves.

Dédicace

A mon père

*Mon plus haut exemple et mon modèle de persévérance pour
aller toujours de l'avant et ne jamais baisser les bras et pour son
enseignement continu.*

A ma mère

*Pour son affection, sa patience, sa compréhension, sa
disponibilité, son écoute permanente et son soutien.*

Mes chers parents que Dieu vous garde.

*A mes chers frères et sœurs Housseem eddine, Imane, Samir, Ramzi et
Yasser pour vous exprimer toute mon affection et ma
tendresse.*

*A mes fidèles amis Ameur, Achraf, Zoheir, Anes Yasser,
Wail, Hamza, Mehdi, Samy, et Adem alla à mon binôme*

CHETTOUH S, à mes collègues, à toute ma famille paternelle

TAIR.

À mon cher encadreur Dr MECHATI

À mes amies de la city et d'université

En fin, à tous ceux qui m'aime

Faiz

Résumé

Le condensat, également connu sous les noms de "pentane plus" ou "C5+", ou encore "liquides de puits de gaz naturel", désigne la fraction lourde allant du pentane (C_5H_{12}) jusqu'au décane ou au-delà. Contrairement au pétrole brut, le condensat n'est pas liquide dans les gisements, mais gazeux en raison de la température, et il se condense lorsqu'il est refroidi par la détente à la sortie des puits. En raison de la forte demande nationale en essence, l'Algérie a construit la raffinerie de topping de condensat RA2K (Skikda) avec une capacité annuelle de traitement de 5 millions de tonnes pour valoriser ce condensat. Afin de mettre en évidence l'impact du changement de température sur le fonctionnement de l'unité U-100 (RA2K) et de permettre un fonctionnement à pleine capacité, il est nécessaire de vérifier le cas de conception avec une température ambiante de $37^{\circ}C$. Ensuite, il convient de calculer les dimensions du nouvel aéroréfrigérant A-106 A/F avec une température ambiante de $42^{\circ}C$, ce qui donne une nouvelle surface totale de $1899,64 \text{ m}^2$. Cela nous permettra d'atteindre le taux de fonctionnement maximal de l'unité.



Abstract

Condensate, also known as "pentane plus" or "C5+", or "natural gas well liquids", refers to the heavy fraction from pentane (C_5H_{12}) to decane or beyond. Unlike crude oil, condensate is not liquid in deposits, but gaseous due to temperature, and condenses when cooled by the expansion at the outlet of wells. Due to the strong national demand for petrol, Algeria built the RA2K (Skikda) condensate topping refinery with an annual processing capacity of 5 million tonnes to valorize this condensate. In order to highlight the impact of the temperature change on the operation of the U-100 (RA2K) unit and to allow full capacity operation, it is necessary to check the design case with an ambient temperature of $37^{\circ}C$. Then, the dimensions of the new A-106 A/F cooler with an ambient temperature of $42^{\circ}C$ should be calculated, resulting in a new total surface area of 1899.64 m^2 . This will allow us to reach the maximum operating rate of the unit.



المخلص:

متكثفات الغاز الطبيعي، المعروفة أيضًا باسم "pentane plus" أو "C5 +"، أو "سوائل آبار الغاز الطبيعي"، تشير إلى الجزء الثقيل من البننتان (C_5H_{12}) إلى الديكان أو ما بعده. على عكس النفط الخام، فإن المكثفات ليست سائلة في الرواسب، ولكنها غازية بسبب درجة الحرارة، وتتكثف عند تبريدها عن طريق التمدد في مخرج الآبار. بسبب الطلب الوطني القوي على البنزين، قامت الجزائر ببناء مصفاة تكثيف RA2K (سكيدة) بطاقة معالجة سنوية تبلغ 5 ملايين طن لتثمين هذا المكثف. ولإبراز تأثير تغير درجة الحرارة على تشغيل الوحدة (RA2K)U-100 والسماح بتشغيل كامل السعة، من الضروري التحقق من حالة التصميم بدرجة حرارة محيطية تبلغ 37 درجة مئوية. بعد ذلك، يجب حساب أبعاد مبرد A-106 الجديد A/F مع درجة حرارة محيطية تبلغ 42 درجة مئوية، مما يؤدي إلى مساحة سطح إجمالية جديدة تبلغ 1899,64 متر². سيسمح لنا هذا بالوصول إلى الحد الأقصى لمعدل تشغيل الوحدة.

Liste des figures

<i>Figure I 1. Efforts de pression sur la frontière du système</i>	<i>8</i>
<i>Figure I 2 Le flux calorifique.....</i>	<i>9</i>
<i>Figure I 3 Convection naturelle dans local</i>	<i>13</i>
<i>Figure I 4 Ecoulement en régime turbulent.....</i>	<i>14</i>
<i>Figure I 5 Ecoulement en régime laminaire.....</i>	<i>14</i>
<i>Figure II 1 Vue générale d'un aérateur.....</i>	<i>22</i>
<i>Figure II 2 Différents types des aérateurs</i>	<i>23</i>
<i>Figure II 3 Aérateurs à air induit</i>	<i>24</i>
<i>Figure II 4 Aérateur à air forcé.....</i>	<i>25</i>
<i>Figure II 5 Aérateur type forcé.</i>	<i>27</i>
<i>Figure II 6 Faisceaux d'aérateur en construction</i>	<i>28</i>
<i>Figure II 7 Ailettes types SG-G (Ailettes serties).....</i>	<i>30</i>
<i>Figure II 8 AILETTES TYPE SG-LL (ailettes à recouvrement des L)</i>	<i>30</i>
<i>Figure II 9 Ailettes bimétallique extrudée</i>	<i>31</i>
<i>Figure II 10 Boîte de distribution à bouchons dévissables.....</i>	<i>32</i>
<i>Figure II 11 Boîte de distribution à couvercle démontable.....</i>	<i>32</i>
<i>Figure II 12 Collecteur cylindrique.....</i>	<i>32</i>
<i>Figure II 13 Les différents montages du système de ventilation.....</i>	<i>34</i>
<i>Figure III. 1 Plan général du projet</i>	<i>45</i>
<i>Figure III. 2 Complexe Topping du Condensat</i>	<i>46</i>

Liste des tableaux

Tableau 1.1 Les conductivités de quelques corps solides	10
Tableau II. 1 Nombre d'ailettes selon les constructeurs	29
Tbleau IV. 1 Données de départ du naphta de l'aéroréfrigérants (A-106 A-F).....	51
Tbleau IV. 2 Données de départ de l'air	51
Tbleau IV. 3 Données de départ de l'aéroréfrigérants (A-106 A-F).....	52
Tbleau IV. 4 Principaux résultats calculés dans le cas de séchage (température ambiante 37°C) .	60
Tbleau IV. 5 Les principales causes des arrêts et perturbations pour la raffinerie RA2K	60
Tbleau IV. 6 Influence de la température ambiante sur les principaux paramètres de l'unité .	62
Tbleau IV. 7 Principaux résultats calculés dans le cas de température ambiante 42°C	69
Tbleau IV. 8 Bilan d'évolution du manque à produire de chaque produit	70



Liste d'abréviations

RA1K : La raffinerie de Skikda

RA2K : La raffinerie topping de condensât Skikda

TRC : Pole de transport et canalisation

LGO: Light gasoil

HGO: Heavy gasoil

BOD: Biological Oxygen Demand

COD: Chemical Oxygen Demand

API : American Petroleum Institut



Sommer

Liste des figures

Liste des tableaux

Principales abréviations

Introduction général

Tableau des matières

Chapitre I

I.1 La Premier principe de la thermodynamique.....	4
I.1.1 Le système et les variables thermodynamiques associées	5
I.1.2 Les variables d'état	5
I.1.3 L'énergie interne	5
I.1.4 Énoncé du premier principe.....	6
I.2 Référence aux énergies mécaniques.....	7
I.3 Les différents modes de transferts	8
I.3.1 La conduction	8
I.3.1.1 Échelles de longueur	10
I.3.1.2 Flux thermique	11
I.3.2 La convection.....	12
I.3.2.1 LES TYPE DE CONVECTION	13
I.3.2.4 Nombres adimensionnels	15
I.3.3 Le rayonnement thermique	17
I.3.3.1 Détention.....	17
I.3.3.2 Classification des rayonnements thermique.....	18
I.3.3.3 Lois mathématiques utilisées pour calculer le rayonnement thermique	18
I.4 Caractéristiques de fonctionnement d'une machine thermique.....	19
I.5 Facteur essentiel du transfert thermique.....	20
Chapitre II	
II.1. Technologies des aéroréfrigérants	23
II.2. Avantages et Inconvénients de chaque type.....	25
II.2.1. Les avantages du tirage induit.....	25

II.2.2. Les inconvénients du tirage induit	26
II.2.3. Les avantages du tirage forcé	26
II.2.4. Les inconvénients du tirage forcé :.....	26
<i>II.3. Champ d'application des aéroréfrigérants</i>	<i>26</i>
<i>II.4. Constitution des aéroréfrigérants [11].....</i>	<i>27</i>
II.4.1. Faisceaux tubulaires	28
II.4.2. Tubes ailettes.....	28
II.4.2.1. Les ailettes type SG-G (Ailettes serties).....	29
II.4.2.2. Les ailettes type 'LL'	30
II.4.2.3. Les ailettes bimétalliques extrudées	30
II.4.3. Les boites de distributions ou collecteurs	31
II.4.4. Système de ventilation	32
<i>II.5. Les normes et les codes de construction concernant un aéroréfrigérant</i>	<i>34</i>
<i>II.6. Avantages et inconvénients des aéroréfrigérants par rapport au refroidissement à l'eau [9,10]</i>	<i>35</i>
II.6.1. Avantages des aéroréfrigérants	35
II.6.2. Inconvénients des aéroréfrigérants	35
II.6.3. Avantages du refroidissement à l'eau	35
II.6.4. Inconvénients du refroidissement à l'eau	36
<i>II.7. Caractéristiques de fonctionnement d'un aéroréfrigérant.....</i>	<i>36</i>
II.7.1. Cycle de réfrigération inversé.....	36
II.7.2. Coefficient de performance (COP).....	36
II.7.3. Puissance de chauffage et de refroidissement	36
II.7.4. Contrôle de la température.....	37
<i>II.8. Les factures essentielles de fonctionnement.....</i>	<i>37</i>
II.8.1. La température extérieure	37
II.8.2. La taille du système	37
II.8.3. La qualité de l'installation.....	37

II.8. 4. L'entretien	37
<i>Chapitre III</i>	
<i>III.2 Compositions chimiques du condensat</i>	38
<i>III.3 Familles chimiques d'hydrocarbures</i>	38
<i>III.3.1. Hydrocarbures paraffiniques</i>	38
<i>III.3.2 Hydrocarbures cycliques saturés ou naphthènes</i>	38
<i>III.3.3 Hydrocarbures aromatiques</i>	38
<i>III.4 Composés hétéro-atomiques</i>	39
<i>III.4.1 Composés sulfurés</i>	39
<i>III.4.2 Composés azotés</i>	39
<i>III.4.3 Composés oxygénés :</i>	39
<i>III.4.4 Les métaux</i>	39
<i>III.5 Usages du condensat</i>	39
<i>III.5.1 Utilisation en raffinage</i>	39
<i>III.5.1.1 La distillation</i>	39
<i>III.5.1.2 Le blending</i>	40
<i>III.5.2 Utilisation en pétrochimie</i>	40
<i>III.5.3 Utilisation comme fuel</i>	41
<i>III.6 Le condensat Algérien</i>	41
<i>III.6.1 Qualité de condensât Algérien</i>	41
<i>Introduction sur RA2K:</i>	42
<i>III.7. Présentation du complexe :</i>	43
<i>III.7.1.Topping de condensat RA2K à Skikda :</i>	43
<i>III.7.2.Principales unités :</i>	46
<i>III.7.3.Objectifs :</i>	48
<i>II.8. Le cas :</i>	48
<i>Chapitre IV</i>	
<i>IV 2-Calcul de la batterie d'aéroréfrigérants :</i>	51

IV 2-1-Données de départ :	51
IV -2-2- Calcul de la surface d'échange installée :	52
IV -2-3-Calcul du coefficient de transfert coté air (h_a) :	53
IV -2-4- Calcul du coefficient de transfert de chaleur coté tubes (Naphtha) :.....	55
IV -2-5-Calcul des pertes de charge :	58
IV -2-5-1- Pertes de charge coté tubes :	58
IV -2.5.2. Pertes de pression de l'air à travers le faisceau (Pa) :	58
IV -2-6-Puissance du ventilateur (P_f) :	59
IV.2 .7.Etude de l'influence de la température ambiante sur le taux de marche de l'unité.....	60
<i>IV.3.dimensionnement de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérants pour le cas "été" avec une température moyenne de 42°C.....</i>	<i>64</i>
IV.3.1.Estimation	64
IV.3.2.vérification thermique.....	67
IV.3.3.Pertes de charge.....	67
IV.3.3.1. Pertes de charge coté tubes.....	67
IV.3.3.2.Pertes de pression de l'air à travers le faisceau (Pa).....	67
IV.3.4.Puissance du ventilateur (P_f).....	68
<i>IV.4. Calcul économique</i>	<i>69</i>
IV.4.1.Estimation du manque à gagner en produits du RA2K.....	69
IV .4.2 Estimation du coût de la modification	71
<i>IV.5.Interprétation des résultats.....</i>	<i>72</i>
<i>Conclusion générale</i>	<i>76</i>
<i>Bibliographie.....</i>	<i>78</i>

Introduction général

L'influence de la température ambiante sur les aéro-réfrigérants en raffinerie est un sujet d'une grande importance dans l'industrie pétrolière. Les aéro-réfrigérants sont des équipements essentiels utilisés dans les unités de raffinage pour dissiper la chaleur générée lors des processus de distillation, de craquage catalytique et d'autres opérations clés. Ils sont conçus pour transférer la chaleur de l'huile ou du gaz chaud à l'air ambiant à l'aide de ventilateurs.

La température ambiante joue un rôle crucial dans le fonctionnement et les performances des aéro-réfrigérants. Lorsque la température extérieure augmente, la différence de température entre le fluide chaud circulant à l'intérieur de l'aéro-réfrigérant et l'air ambiant diminue, ce qui réduit l'efficacité du transfert de chaleur. Par conséquent, une augmentation de la température ambiante peut entraîner une réduction de la capacité de refroidissement de l'aéro-réfrigérant.

Cette diminution de la performance peut avoir des conséquences néfastes sur les opérations de raffinage. Lorsque les aéro-réfrigérants ne parviennent pas à dissiper suffisamment de chaleur, la température des fluides dans les unités de traitement peut augmenter, ce qui peut compromettre l'efficacité des réactions chimiques et entraîner des problèmes d'opérabilité. Des températures excessives peuvent également affecter la durée de vie des équipements et entraîner une dégradation prématurée des matériaux.

Les raffineries doivent donc prendre en compte la température ambiante lors de la conception, de l'exploitation et de la maintenance de leurs aéro-réfrigérants. Des calculs précis et des modèles de simulation thermique sont utilisés pour déterminer la capacité de refroidissement requise dans différentes conditions ambiantes. De plus, des mesures telles que l'optimisation des performances des ventilateurs, le nettoyage régulier des surfaces d'échange thermique et l'utilisation de revêtements réfléchissants peuvent être mises en œuvre pour atténuer les effets négatifs de la température ambiante sur les aéro-réfrigérants.

En conclusion, la température ambiante est un facteur crucial à considérer dans le fonctionnement efficace des aéro-réfrigérants en raffinerie. En comprendre l'influence et

prendre des mesures appropriées pour atténuer ses effets sont essentiel pour maintenir la performance et la fiabilité des installations de raffinage, garantissant ainsi des opérations continues et sûres.

Dans le présent travail, une étude sur Etude de l'influence de la température ambiante sur le taux de marche de l'unité U-100 (RA2K)

Le chapitre I : est dédié pour une généralité généralités sur transfert de chaleur

Le chapitre II : concerne a Principe de fonctionnement des aéroréfrigérant

Le chapitre III : porte sur Présentation du complexe RA2K

Le chapitre IV : est dédié pour le calcul vérificatif La partie calcule et interprétation des résultats .

CHAPITRE I

GENERALITES SUR

TRANSFERT DE CHALEUR

INTRODUCTION

Le transfert de chaleur est un phénomène physique qui se produit lorsque de l'énergie thermique se déplace d'un objet ou d'un milieu à un autre. Cette énergie thermique peut être transférée par conduction, convection ou rayonnement. La conduction se produit lorsque la chaleur se déplace à travers un matériau sans mouvement apparent de celui-ci. La convection se produit lorsque la chaleur est transférée par le mouvement d'un fluide, comme l'air ou l'eau. Le rayonnement, quant à lui, se produit lorsque la chaleur est transférée sous forme d'ondes électromagnétiques, comme la lumière. Le transfert de chaleur est un concept important dans de nombreux domaines, y compris la physique, l'ingénierie, la météorologie, la biologie et la technologie. Il est utilisé pour comprendre les processus thermiques tels que la cuisson des aliments, la production d'énergie, le refroidissement des composants électroniques, le chauffage des bâtiments, le climat et la météorologie, et de nombreux autres processus industriels. Comprendre les principes fondamentaux du transfert de chaleur est essentiel pour de nombreuses applications pratiques et théoriques. Les ingénieurs et les scientifiques peuvent utiliser ces principes pour concevoir des systèmes plus efficaces, améliorer la sécurité et optimiser les processus de production.

1.1 La premier principe de la thermodynamique

Dans les phénomènes purement mécaniques, on conserve l'énergie mécanique. De même, dans les phénomènes purement caloriques, il y a conservation de la chaleur. Dans des phénomènes plus généraux où sont mis en jeu travail mécanique W et chaleur Q , il y a conservation de l'énergie totale mais chaque forme d'énergie n'est pas conservative à elle seule. Dès le début du XIX^e siècle il était bien acquis qu'en fournissant du travail à un système, par exemple en comprimant un gaz, on pouvait en retirer la chaleur. De façon réciproque, en chauffant ce gaz on peut en retirer du travail. Cette conversion réciproque posait alors le problème de l'équivalence entre chaleur et travail. Des expériences ont conduit à retenir une valeur pour le rapport $W / Q = 426,8 \text{ kg m kcal}^{-1}$ et ce rapport fixe l'équivalence entre la calorie et le Joule.

À titre d'exemple, considérons un patin de frein sur une jante de bicyclette. C'est un système mécanique dans lequel il existe des forces de frottement. Lors du freinage, il y a dissipation d'énergie sous forme calorifique liée au travail des forces de frottement. On dit qu'il y a dégradation d'énergie mécanique et création de chaleur. Il convient de noter que dans la

réalité cette conversion se fait avec une certaine efficacité. Cette efficacité est égale à 100 % si l'on considère que le phénomène est réversible [1].

1.1.1 Le système et les variables thermodynamiques associées

Considérons un système thermodynamique qui évolue suffisamment lentement d'un état initial (ini) vers un état final (fin). Alors tous les états intermédiaires peuvent être considérés comme des états d'équilibre. Par conséquent, on connaît à chaque instant les variables thermodynamiques du système à partir d'équations d'état. CE sont les relations mathématiques liant les variables d'état du système. Dans le cadre de l'hypothèse de départ, la transformation subie par le système est réversible et le chemin inverse, c'est-à-dire l'évolution qui consisterait à retourner à l'état initial, réalisable. Dans le cas contraire, on dira que la transformation est irréversible. En pratique, les processus thermodynamiques réels sont irréversibles et l'hypothèse de réversibilité constitue donc une approximation. Les formes d'énergie s'expriment à partir des variables extensives et intensives. Il convient de noter que toute variation d'énergie s'exprime comme le produit d'une variable intensive par la variation d'une variable extensive

1.1.2 Les variables d'état

Ce sont les grandeurs physiques qui ont une influence significative sur le comportement du système comme par exemple la température (T), la pression (P), le potentiel chimique (μ_i) etc....

Ces variables d'état peuvent être des variables :

- ***extensives*** : fonctions de l'extension du système (masse, volume, entropie, quantité de chaleur...);
- ***intensives*** : indépendantes de la taille (extension) de ce système (pression, température, potentiel chimique...). Dans un système thermodynamique décomposé en sous-systèmes, la valeur prise par une variable d'état extensive est la somme des valeurs prises par cette variable dans chacun des sous-systèmes. On dira d'un système qu'il est dans un état d'équilibre thermodynamique lorsque les valeurs des variables d'état qui le caractérise sont indépendantes du temps [1].

1.1.3 L'énergie interne

L'énergie interne, également connue sous le nom d'énergie thermique, est une mesure de l'énergie totale contenue dans un système. Elle correspond à l'énergie cinétique des particules constituant le système ainsi qu'à l'énergie potentielle des interactions entre ces particules.

L'énergie interne d'un système peut être modifiée par différents processus tels que le transfert de chaleur, le travail mécanique effectué sur le système, les réactions chimiques ou les changements d'état (par exemple, la fusion ou la vaporisation).

L'énergie interne est une grandeur extensive, c'est-à-dire qu'elle dépend de la quantité de matière présente dans le système. Elle est généralement exprimée en joules (J) dans le système international d'unités.

L'énergie interne peut être divisée en différentes formes d'énergie, telles que l'énergie cinétique des particules (associée à leur mouvement), l'énergie potentielle (associée aux forces d'interaction entre particules) et l'énergie interne de liaison (associée aux forces de liaison entre atomes ou molécules).

L'étude de l'énergie interne est importante dans de nombreux domaines, notamment la thermodynamique, la physique des matériaux, la chimie et l'ingénierie. Comprendre les changements d'énergie interne d'un système permet de prédire et de contrôler les variations de température, de pression et d'autres propriétés thermodynamiques, ce qui est crucial pour la conception et l'optimisation de nombreux processus et dispositifs.

1.1.4 Énoncé du premier principe

On considère un système fermé et au repos. Il est en contact avec le milieu extérieur et effectue une transformation au cours de laquelle il est soumis à des forces extérieures (par exemple des forces de pression) agissant sur sa frontière. Par action mécanique ces forces donnent lieu à un travail élémentaire dW . Le système échange avec le milieu extérieur, au travers de cette même frontière, une quantité de chaleur dQ . Le premier principe de la thermodynamique traduit le principe de conservation de l'énergie. La variation d'énergie interne dU , différentielle totale de la fonction d'état U pour une transformation infinitésimale du système, s'exprime par :

$$dU = dQ + dW \quad \text{Eq 1.1}$$

Au cours d'une évolution du système entre deux états parfaitement définis (1) et (2), la variation totale d'énergie interne vaut alors :

$$\Delta U = \int_1^2 dU = \int_1^2 dQ + \int_1^2 dW \quad \text{Eq I.2}$$

Soit en développant :

$$U_2 - U_1 = Q_{1 \rightarrow 2} + W_{1 \rightarrow 2} \quad \text{Eq I.3}$$

Il s'agit d'une somme algébrique. La quantité de chaleur $Q_{1 \rightarrow 2}$ est positive s'il s'agit d'un gain d'énergie pour le système. Dans le cas contraire, elle est négative. Il en est de même pour le travail $W_{1 \rightarrow 2}$. $Q_{1 \rightarrow 2}$ et $W_{1 \rightarrow 2}$ ne sont pas des fonctions d'état et leur valeur respective dépend des états intermédiaires atteints au cours du cycle de la transformation de (1) à (2) ; elles dépendent du parcours suivi.

On peut noter quelques situations remarquables : • le système, après une succession de transformations, revient à l'état initial et donc $U_2 - U_1 = 0$ puisque $U_2 = U_1$; • le système est isolé alors : $Q_{1 \rightarrow 2} = 0$ et $W_{1 \rightarrow 2} = 0$ d'où $\Delta U = 0$; • le système est adiabatique c'est à dire imperméable à la chaleur : $Q_{1 \rightarrow 2} = 0$ soit $\Delta U = W_{1 \rightarrow 2}$ [1].

1.2 Référence aux énergies mécaniques

Calculons le travail des forces extérieures agissant sur un système dans le cas où il s'agit de forces de pression. Ces forces agissent à l'interface frontière du système avec le milieu extérieur. Le milieu extérieur exerce en tout point de la frontière du système une force pressante dirigée de l'extérieur vers l'intérieur du volume sur lequel elle s'exerce. Si P_{ext} est la pression extérieure s'exerçant au point M, la force pressante $d\vec{f}$ exercée par le milieu extérieur sur l'élément d'aire $d\vec{a}$ du système s'écrit

$$d\vec{f} = -P_{\text{ext}} d\vec{a} = -P_{\text{ext}} da \vec{n} \quad \text{Eq I.4}$$

Où \vec{n} est la normale extérieure à $d\vec{a}$ au point M. À la suite d'une dilatation ou d'une compression, l'élément $d\vec{a}$ se déplace de $d\vec{l}$. Le travail élémentaire des forces pressantes extérieures dans ce déplacement sera $dW = d\vec{f} \cdot d\vec{l}$ ou encore :

$$\delta W = -P_{\text{ext}} da \vec{n} \cdot d\vec{l} \vec{n} \quad \text{Eq I.5}$$

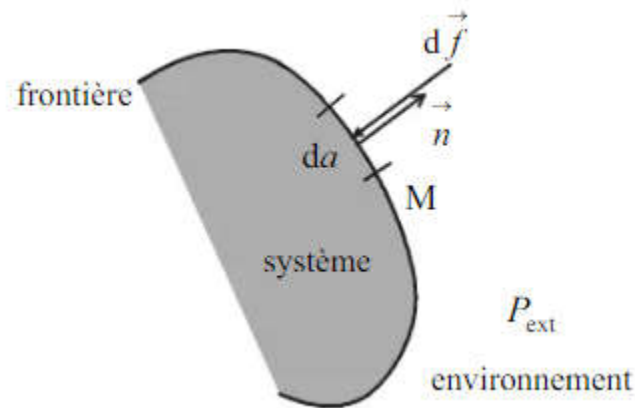


Figure I 1. Efforts de pression sur la frontière du système

1.3 Les différents modes de transferts

Lorsque deux systèmes sont à des températures différentes, le système le plus chaud cède de la chaleur au plus froid. Il y a échange thermique ou encore transfert thermique entre ces deux systèmes. Cette situation se rencontre dans de nombreuses situations industrielles (moteurs thermiques ou même électriques, centrales électriques au fuel au gaz, etc..., électronique) ou domestique (chauffage de l'habitat). Un transfert d'énergie donne lieu à un flux de chaleur qui correspond à un déplacement de l'énergie du plus chaud vers le plus froid. Comme on le verra par la suite, le flux de chaleur dont la densité locale est noté $\vec{\phi}$ est une grandeur vectorielle, ce qui signifie qu'un flux de chaleur est caractérisé non seulement par son intensité mais aussi par sa direction. Il est défini en chaque point de l'espace et a l'unité d'une densité surfacique de puissance (W/m^2). Il existe trois modes essentiels de transferts de chaleur: la conduction, le rayonnement et la convection [2].

1.3.1 La conduction

On sait que la température est une fonction croissante de l'agitation moléculaire dans un corps, qu'il soit solide, liquide ou gazeux. Considérons pour l'instant un corps solide au sein duquel la température varie. L'agitation moléculaire élevée de la zone chaude communiquera de l'énergie cinétique aux zones plus froides par un phénomène appelé conduction de la chaleur. La conduction est un phénomène de diffusion qui permet donc à la chaleur de se propager à l'intérieur d'un corps solide. Il en est de même pour un liquide ou un gaz mais on verra par la suite que pour eux, la convection est un autre mode de transfert de chaleur possible. Notons enfin que la conduction de la chaleur n'est pas possible dans le vide puisqu'il n'y a pas de support moléculaire pour cela [2].

L'échange de chaleur par conduction est défini par la relation de FOURIER (1822) ; la valeur instantanée de la quantité de chaleur transmise dans l'unité de temps est proportionnelle :

- à la section plane perpendiculairement traversée par le flux calorifique.
- A la conductivité thermique du matériau traversée qui dépend des propriétés physiques de la matière.
- Au gradient de température qui est le rapport de la variation de la température à la distance parcourue par le flux calorifique [3].

$$P = \frac{dQ}{dt} = -\lambda \cdot S \frac{dT}{dL}$$

Eq I.6

dq : quantité de chaleur

dt : temps

dT : température

dL : épaisseur du matériau traversé par le flux de chaleur

S : section traversée par le flux de chaleur

λ : coefficient de conductivité thermique du matériau.

On voit que le gradient de température ($d T / d L$), est négatif dans l'équation ci-dessus : cela signifie que le flux calorifique va du chaud au froid. le signe du gradient est opposé à celui du flux. [3]

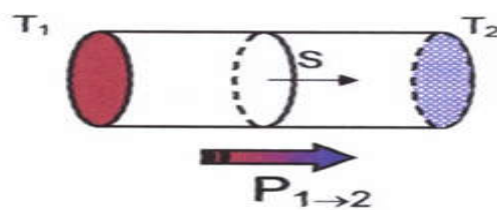


Figure I 2 Le flux calorifique [3]

Dans le **tableau 1**, sont reportées les conductivités de quelques corps solides, liquides et gazeux. D'une façon générale, les métaux sont beaucoup plus conducteurs de chaleur que les substances non métalliques. Les gaz sont plutôt mauvais conducteurs : le caractère isolant de

la laine de verre est dû à la présence de l'air emprisonné entre les fibres [3].

Tableau 1.1 Les conductivités de quelques corps solides [3]

Matériau	(W/mxK)	Matériau	(W/m/K)
Argent	419	Grès	1,8
Cuivre	386	Verre	0,78
Aluminium	204	Chêne	0,17
Fer (pur)	73	Laine de verre	0,038
Acier Inox	16	Eau	0,556
Mercure	8,2	Air	0,0262

1.3.1.1 Échelles de longueur

On définit trois échelles de longueur

- l'échelle microscopique
- l'échelle mésoscopique
- l'échelle macroscopique

Au niveau microscopique, la taille des solides est déterminée par l'échelle atomique, soit le nanomètre. L'échelle mésoscopique, quant à elle, permet de définir les grandeurs thermodynamiques telles que la température, l'énergie interne massique et la concentration. Pour ce faire, il est nécessaire de considérer un petit volume mésoscopique qui contient un grand nombre d'atomes, mais qui reste négligeable à l'échelle macroscopique (pour une expérience de quelques centimètres). Par exemple, un volume mésoscopique cubique de 1 μm de côté contient suffisamment d'atomes pour permettre la définition de l'énergie interne et de la température.

La température et l'énergie interne massique sont des grandeurs définies localement à l'échelle mésoscopique. À l'échelle macroscopique, il est courant d'observer des variations de ces grandeurs d'un point à l'autre de l'espace. Toutefois, comme l'échelle mésoscopique est très petite par rapport à l'échelle macroscopique, il est possible de considérer ces grandeurs comme des fonctions continues des variables d'espace. $T(x,y,z,t), u(x,y,z,t)$ [4].

1.3.1.2 Flux thermique

Soit Σ une surface située dans milieu matériel, orientée par un choix de sens pour sa normale. Soit δQ la quantité de chaleur qui traverse cette surface dans le sens de la normale, entre les instants t et $t + dt$. Le flux thermique (ou flux de chaleur) est :

$$\Phi(t) = \delta Q / dt \quad \text{Eq I.7}$$

Cette définition est analogue à celle du flux de charge en électromagnétisme (intensité du courant électrique). Les notations sont d'ailleurs identiques. Le flux thermique se mesure en watt. Il s'agit donc d'une puissance thermique. Il mesure la vitesse à laquelle se fait le transfert thermique à travers une surface.

De même qu'en électromagnétisme, on définit un vecteur densité de flux thermique, qui représente en tout point de l'espace la direction et le sens du transfert thermique. Pour une surface infinitésimale dS orientée (surface mésoscopique), le flux élémentaire à travers cette surface s'écrit :[4]

$$d\Phi = \vec{j} \cdot \vec{n} Ds \quad \text{Eq.I.8}$$

Pour une surface de taille macroscopique, le flux thermique est le flux du vecteur densité de flux thermique :[4]

$$\Phi(t) = \iint \vec{j} \cdot \vec{n} Ds \quad \text{Eq I.9}$$

Σ

1.3.1.3 Loi de Fourier

La loi de Fourier, nommée d'après le physicien français Jean-Baptiste Joseph Fourier, est une loi fondamentale de la thermodynamique qui décrit la conduction de la chaleur à travers un matériau. Elle établit une relation entre le flux de chaleur à travers un matériau, la conductivité thermique de ce matériau, la surface de contact et la différence de température à travers le matériau.

Selon la loi de Fourier, le flux de chaleur (Q) à travers un matériau est directement proportionnel à la conductivité thermique (k) du matériau, à la surface de contact (A) à travers laquelle la chaleur se propage, et à la différence de température (ΔT) à travers le matériau. La relation mathématique peut être exprimée comme suit :

$$Q = -k * A * (\Delta T / \Delta x) \text{ Eq I.10}$$

où Q est le flux de chaleur en watts, k est la conductivité thermique en watts par mètre-kelvin ($W/(m \cdot K)$), A est la surface de contact en mètre carré (m^2), ΔT est la différence de température en kelvins (K), et Δx est l'épaisseur du matériau en mètres (m).

Cette relation indique que le flux de chaleur est inversement proportionnel à l'épaisseur du matériau. Ainsi, plus la conductivité thermique d'un matériau est élevée, plus il est efficace pour conduire la chaleur. De même, plus la surface de contact est grande et la différence de température est élevée, plus le flux de chaleur sera important.

La loi de Fourier est largement utilisée dans divers domaines scientifiques et techniques pour étudier et prédire le transfert de chaleur dans les matériaux solides. Elle est essentielle pour la conception et l'analyse des systèmes de chauffage, de refroidissement et d'isolation thermique.

1.3.2 La convection

Se produit lorsqu'il existe entre les milieux (1) et (2) une vitesse relative macroscopique nulle : $\overline{V_r}$ et un gradient de température.

Le phénomène de transfert de chaleur résulte du couplage entre les échanges conductifs, radiatifs et le transfert par la matière en écoulement relatif.

Le transfert de chaleur par convection est donc intimement lié aux caractéristiques de l'écoulement du fluide. La connaissance préalable de notions élémentaires de mécanique des fluides est donc un pré requis indispensable.

La convection n'introduit rien de fondamentalement différent de ce que l'on connaît déjà, grâce à la conduction et à la mécanique des fluides. La mécanique des fluides permet le calcul du champ de vitesse de fluide, auquel se superpose un problème de conduction dans un milieu déformable

La convection, n'est donc, que la conduction dans un fluide déformable. Dans la pratique le milieu (1) est souvent un solide le milieu (2) est un fluide. Le mouvement du fluide peut être dû à un des deux causes suivantes, ce qui conduit à la définition de deux modes de convection [5].

1.3.2.1 LES TYPE DE CONVECTION

1.3.2.1.1 CONVECTION LIBRE

La convection naturelle apparaît spontanément. Elle se produit dans un fluide au sein duquel existe un gradient de température. C'est le cas, dans une pièce où l'air chaud produit au niveau du sol par un convecteur ou un radiateur va monter au plafond tandis que l'air froid va descendre. Le mouvement est dû au fait que l'air chaud est moins dense que l'air froid et monte donc sous l'effet d'une force dite poussée d'Archimède.

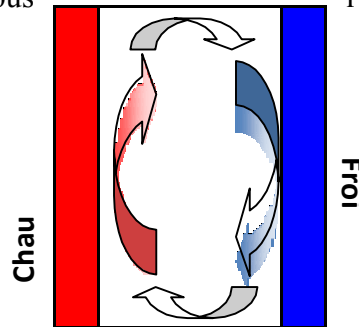


Figure I 3 Convection naturelle dans local [6]

(Autre exemple : mouvement de l'eau dans une casserole chauffée par une plaque électrique.)/[6].

1.3.2.1.2 Convection Forcé

Ce 2ème type de convection se produit quand le mouvement du fluide est imposé par une intervention extérieure indépendante de la différence de température. Par exemple : une pompe ou un ventilateur ou un agitateur ou même le vent.

En convection forcée, la poussée d'Archimède est négligeable devant les forces servant à mettre le fluide en mouvement. C'est le cas par exemple du refroidissement des moteurs à combustion interne : la pompe à eau pousse le liquide de refroidissement à travers le moteur puis dans l'échangeur.

Remarque :

Il existe un 3ème type de convection : La convection mixte : se produit s'il y a une cause externe au mouvement du fluide mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée [6].

1.3.2.2 Echanges convectifs entre un fluide et une paroi

L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi.

Exemple : transfert de chaleur des parois du moteur vers le liquide de refroidissement ;
Refroidissement d'un microprocesseur d'un ordinateur ; etc.

En effet, la quantité de chaleur échangée par unité de temps (le flux thermique ϕ) dépend de plusieurs paramètres :

- La différence de température entre la paroi et le fluide.
- La vitesse du fluide.
- La capacité thermique massique du fluide.
- La surface d'échange.
- L'état de surface du solide.
- Sa dimension, etc.

Compte tenu du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de considérer la nature du régime d'écoulement [6].

On distingue :

- Ecoulement en régime turbulent :
 - ⇒ Pas de direction privilégiée
 - ⇒ Pas unidirectionnel

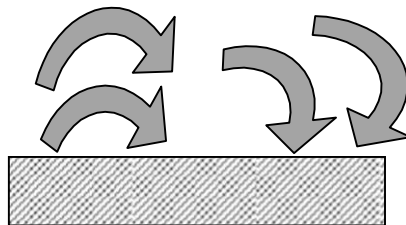


Figure I 4 Ecoulement en régime turbulent [6]

- Ecoulement en régime laminaire :
 - ⇒ Il est unidirectionnel
 - ⇒ Les lignes de courants sont parallèles [6]

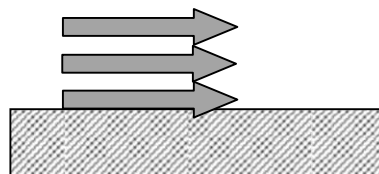


Figure I 5 Ecoulement en régime laminaire [6]

1.3.2.3 Loi de Newton

Quelque soit le type de convection (libre ou forcée) et quelque soit le régime d'écoulement du fluide (laminaire ou turbulent), le flux de chaleur ϕ extrait par le fluide froid de température T_f à une paroi de surface S et de température T_p telle que $T_p > T_f$, est donnée par la loi de Newton :

$$\phi = h \cdot S(T_p - T_f)$$

La valeur de h peut dans certains cas s'obtenir analytiquement mais dans beaucoup de cas l'analyse devient extrêmement ardu, voire impossible. On a alors recours à des relations empiriques, c'est-à-dire fondées sur des expériences [6].

La valeur de h peut dans certains cas s'obtenir analytiquement mais dans beaucoup de cas l'analyse devient extrêmement ardu, voire impossible. On a alors recours à des relations empiriques, c'est-à-dire fondées sur des expériences.

Le coefficient h dépend de plusieurs paramètres et l'échange de chaleur est d'autant plus actif (h plus grand) lorsque :

- La vitesse v d'écoulement du fluide est plus grande [ms^{-1}].
- Sa masse volumique ρ est plus grande [kg.m^{-3}].
- Sa chaleur spécifique C_p est plus grande [$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$].
- Sa conductivité thermique est forte [$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$].
- Sa viscosité cinématique ν est plus faible [$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$]. Avec $\nu = \mu/\rho$ et μ est la viscosité dynamique [$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$] \sim Po (Poise).

Le coefficient h dépend aussi des dimensions de la paroi, de sa nature et de sa forme [6].

1.3.2.4 Nombres adimensionnels

La méthode utilisant l'analyse dimensionnelle est la méthode la plus aisée dans sa mise en œuvre pour déterminer l'expression du coefficient de convection h .

Cette analyse dimensionnelle fait apparaître des nombres sans dimension très utiles dans l'étude de la mécanique des fluides et en particuliers dans les phénomènes convectifs.

Ces nombres sont en particulier : [6]

- Le nombre de Reynolds (Re)
- Le nombre de Nusselt (Nu)
- Le nombre de Grashof (Gr)

- Le nombre de Prandtl (Pr)

1.3.2.4.1 Nombre de Reynolds

Le régime d'écoulement d'un fluide peut être laminaire ou turbulent. Le passage d'un régime à un autre est caractérisé par le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{\rho d v}{\mu}$$

v: vitesse du fluide [ms^{-1}].

d: dimension caractéristique de la conduite [m]

ν : viscosité cinématique du fluide [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

ρ : masse volumique du fluide [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

μ : viscosité dynamique du fluide [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$]

Remarque :

d est le diamètre s'il s'agit d'une conduite circulaire ou diamètre hydraulique dans les autres cas : $d_h = 4S/P$ avec S la surface et P le périmètre [6].

1.3.2.4.2 Nombre de Nusselt

Ce nombre caractérise l'importance de la convection par rapport à la conduction : c'est le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection $h \cdot S \cdot \Delta T$ à une quantité de chaleur

échangée par conduction $\lambda \cdot S \frac{\Delta T}{d}$

Remarque :

Nu est fonction directe de h. Sa connaissance permet de déterminer la valeur de h.

1.3.2.4.3 Nombre de Grashof

Il caractérise la force de viscosité du fluide :

$$Gr = \frac{g d^3 \beta \Delta T}{\nu^2}$$

Avec :

- g: accélération de la pesanteur [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$].
- d: dimension caractéristique de la paroi [m].
- $\Delta T = T_p - T_f$: différence de température entre la paroi et le fluide. β : facteur de dilatation volumique du fluide [$^{\circ}\text{C}^{-1}$].

- β : facteur de dilatation volumique du fluide [$^{\circ}\text{C}^{-1}$].

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

Pour un gaz parfait : [6]

$$\beta = \frac{1}{T}$$

1.3.2.4.4 Nombre de Prandtl

Il caractérise la distribution des vitesses par rapport à la distribution de la température.

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

- C_p : chaleur spécifique du fluide [6].

1.3.3 Le rayonnement thermique

1.3.3.1 Détention

Le rayonnement thermique est un processus par lequel la chaleur est transférée d'un corps à un autre par le biais d'ondes électromagnétiques. Les corps qui émettent le rayonnement thermique sont généralement chauds et leur chaleur se propage par des ondes électromagnétiques dans toutes les directions. Les ondes électromagnétiques associées au rayonnement thermique sont de longueur d'onde plus grande que celles de la lumière visible, c'est pourquoi elles sont également appelées infrarouges.

Tous les corps qui ont une température supérieure à zéro absolu (-273,15 degrés Celsius) émettent un rayonnement thermique. La quantité de rayonnement émis dépend de la température du corps et de ses propriétés radiatives, qui déterminent l'efficacité avec laquelle il émet et absorbe les ondes électromagnétiques.

Le rayonnement thermique est important pour comprendre de nombreux phénomènes physiques, tels que la chaleur émise par le Soleil, le refroidissement des objets dans l'espace, la cuisson des aliments, le fonctionnement des appareils de chauffage et de refroidissement, et bien d'autres encore.

1.3.3.2 Classification des rayonnements thermique

Le rayonnement thermique peut être classé en trois catégories en fonction de la longueur d'onde du rayonnement émis : le rayonnement infrarouge, le rayonnement visible et le rayonnement ultraviolet.

Le rayonnement infrarouge : Il est émis par les corps à des températures normales ou élevées, et sa longueur d'onde est plus grande que celle de la lumière visible, ce qui signifie que nous ne pouvons pas le voir avec nos yeux. Le rayonnement infrarouge est souvent utilisé pour le chauffage et le séchage de matériaux, ainsi que pour les applications de vision nocturne.

Le rayonnement visible : Il est émis par les corps à des températures très élevées, comme le Soleil, et est la seule partie du rayonnement thermique que l'œil humain peut percevoir. Le rayonnement visible est responsable de la couleur des objets que nous voyons, et il est souvent utilisé pour l'éclairage et l'imagerie.

Le rayonnement ultraviolet : Il est émis par des corps à des températures très élevées, comme les étoiles, et a une longueur d'onde plus courte que celle de la lumière visible. Le rayonnement ultraviolet peut causer des dommages aux tissus biologiques et à l'ADN, et est souvent filtré par la couche d'ozone dans l'atmosphère terrestre.

Il est important de noter que le rayonnement thermique peut également être divisé en d'autres catégories en fonction de la longueur d'onde, comme les micro-ondes et les ondes radio. Ces catégories ont des applications pratiques importantes, comme la communication sans fil et les fours à micro-ondes.

1.3.3.3 Lois mathématiques utilisées pour calculer le rayonnement thermique

La loi de Stefan-Boltzmann : Cette loi énonce que la puissance émise par unité de surface d'un corps noir est proportionnelle à la quatrième puissance de sa température absolue (en kelvins). La constante de proportionnalité est appelée la constante de Stefan-Boltzmann et a une valeur d'environ $5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$.

La loi de Wien : Cette loi énonce que la longueur d'onde à laquelle le maximum d'émission de rayonnement thermique est atteint est inversement proportionnelle à la température absolue du corps émetteur. Cette loi est souvent utilisée pour déterminer la température des étoiles en utilisant leur spectre électromagnétique.

La loi de Planck : Cette loi décrit la distribution spectrale de la puissance du rayonnement thermique émis par un corps à une certaine température. Elle permet de calculer la puissance

émise à chaque longueur d'onde et est utilisée pour modéliser le rayonnement thermique émis par des objets non-idéaux.

Ces lois sont largement utilisées en physique et en ingénierie pour comprendre et modéliser le rayonnement thermique, ainsi que pour concevoir des systèmes de chauffage et de refroidissement efficaces.

1.4 Caractéristiques de fonctionnement d'une machine thermique

Une machine thermique est un système qui convertit l'énergie thermique en travail mécanique. Les caractéristiques de travail d'une machine thermique dépendent du type de machine thermique, mais voici quelques caractéristiques générales :

Efficacité : l'efficacité d'une machine thermique mesure la quantité d'énergie thermique qui est convertie en travail mécanique par rapport à la quantité d'énergie thermique totale fournie. L'efficacité d'une machine thermique ne peut jamais être supérieure à 100%.

Cycle thermodynamique : les machines thermiques fonctionnent selon un cycle thermodynamique, qui implique des changements de température, de pression et de volume. Le cycle de Carnot est l'un des cycles les plus connus.

Source chaude et source froide : les machines thermiques nécessitent une source chaude, qui fournit de l'énergie thermique, et une source froide, qui absorbe une partie de l'énergie thermique rejetée par la machine.

Type de fluide : le type de fluide utilisé dans une machine thermique est important pour déterminer son efficacité. Les machines thermiques peuvent utiliser des fluides tels que l'eau, l'air, l'azote ou l'hélium.

Puissance : la puissance d'une machine thermique mesure la quantité de travail qu'elle peut effectuer en un certain laps de temps. La puissance est généralement mesurée en watts ou en chevaux-vapeur.

Rendement thermique : le rendement thermique est une mesure de l'efficacité d'une machine thermique. Il est défini comme la quantité de travail effectuée par la machine par rapport à la quantité d'énergie thermique fournie à la machine. Les machines thermiques ont un rendement limité par les lois de la thermodynamique.

Cycle de Rankine : le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique couramment utilisé dans les centrales électriques à vapeur. Il utilise de l'eau comme fluide de travail et se compose de quatre étapes : la compression, la vaporisation, l'expansion et la condensation.

Cycle de Brayton : le cycle de Brayton est un cycle thermodynamique couramment utilisé dans les turbines à gaz. Il utilise un gaz comme fluide de travail et se compose de quatre étapes : la compression, la combustion, l'expansion et l'échappement.

Cogénération : la cogénération est l'utilisation simultanée de la chaleur et de l'électricité produites par une centrale thermique. Les centrales thermiques à cogénération sont plus efficaces car elles utilisent la chaleur qui serait autrement perdue.

Refroidissement : les machines thermiques produisent de la chaleur lorsqu'elles fonctionnent, ce qui peut nécessiter un système de refroidissement pour éviter une surchauffe. Les systèmes de refroidissement peuvent utiliser de l'eau, de l'air ou d'autres fluides pour dissiper la chaleur.

1.5 Facteur essentiel du transfert thermique

L'écart de température

La différence de température, est l'un des facteurs les plus importants dans le transfert thermique. Il est défini comme la différence de température entre les deux milieux en contact. Plus cette différence de température est grande, plus le transfert de chaleur sera important.

Cela s'explique par le fait que la chaleur se déplace naturellement d'une zone de température élevée vers une zone de température plus basse. Lorsque deux milieux en contact ont des températures différentes, la chaleur se déplace de la zone chaude vers la zone froide jusqu'à ce que les deux zones atteignent la même température. Plus l'écart de température est grand, plus la différence de température entre les deux zones est importante, ce qui permet une plus grande quantité de transfert de chaleur.

Il est important de noter que l'écart de température ne doit pas être confondu avec la température absolue. Par exemple, un milieu à une température absolue de 100°C et un autre milieu à une température absolue de 50°C ont un écart de température de 50°C, même s'ils ont des températures absolues différentes.

La conductivité thermique des matériaux en contact : elle mesure la capacité d'un matériau à conduire la chaleur. Plus la conductivité thermique est élevée, plus le matériau transfère facilement la chaleur.

La surface de contact : plus la surface de contact entre les deux milieux est grande, plus le transfert de chaleur sera important. C'est pour cette raison que les radiateurs sont souvent équipés d'ailettes, afin d'augmenter leur surface d'échange.

La distance de séparation entre les deux milieux : plus la distance de séparation entre les deux milieux est grande, plus le transfert de chaleur sera ralenti.

Le débit d'écoulement des fluides : lorsque les milieux en contact sont des fluides (liquides ou gaz), le débit d'écoulement peut également affecter le transfert de chaleur. En général, un débit plus élevé augmente le transfert de chaleur, car il permet de renouveler plus rapidement les milieux en contact.

La nature de la surface des matériaux en contact : si la surface des matériaux en contact est rugueuse, cela peut ralentir le transfert de chaleur, car cela peut créer des zones d'air emprisonné qui isolent les matériaux.

Bien sûr, voici d'autres facteurs importants qui peuvent affecter le transfert thermique :

La circulation de l'air : la circulation de l'air peut également affecter le transfert de chaleur, en particulier dans le cas de la convection naturelle. Dans un espace clos, l'air chaud a tendance à monter et l'air froid à descendre. Ce mouvement de convection peut aider à transférer la chaleur d'une zone à une autre.

La température ambiante : la température ambiante peut également avoir un impact sur le transfert de chaleur. Si la température ambiante est très proche de la température des deux milieux en contact, le transfert de chaleur sera ralenti car il y aura peu de différence de température pour conduire la chaleur.

Le temps de contact : le temps de contact entre les deux milieux peut également affecter le transfert de chaleur. En général, plus le temps de contact est long, plus le transfert de chaleur sera important.

Les propriétés thermiques des matériaux : les propriétés thermiques des matériaux en contact peuvent également avoir un impact sur le transfert de chaleur. Par exemple, certains matériaux ont une capacité thermique élevée, ce qui signifie qu'ils peuvent stocker une grande quantité de chaleur avant de se réchauffer. D'autres matériaux peuvent avoir une conductivité thermique élevée, ce qui signifie qu'ils peuvent transférer rapidement la chaleur.

Les conditions environnementales : les conditions environnementales telles que la pression, l'humidité et la présence d'autres substances peuvent également affecter le transfert de chaleur. Par exemple, dans un environnement très humide, l'humidité peut empêcher la chaleur de se transférer efficacement.

Conclusion

En conclusion, le transfert de chaleur est un processus fondamental qui joue un rôle essentiel dans divers domaines scientifiques et technologiques. Les trois modes de transfert de chaleur - conduction, convection et rayonnement - sont tous présents dans notre environnement quotidien et interagissent souvent les uns avec les autres.

La conduction se produit à travers les matériaux solides et permet la transmission d'énergie thermique de proche en proche. La convection se produit dans les fluides et implique la circulation des particules, entraînant le transfert de chaleur. Le rayonnement implique l'émission et l'absorption de rayonnement électromagnétique et peut se propager à travers le vide.

La compréhension du transfert de chaleur est cruciale pour la conception de systèmes de refroidissement, l'ingénierie des matériaux, la thermodynamique et d'autres domaines connexes. En maîtrisant le transfert de chaleur, il est possible d'améliorer l'efficacité énergétique, de prévenir les surchauffes, de concevoir des systèmes de chauffage et de refroidissement efficaces, et de développer de nouvelles technologies pour répondre aux besoins de la société.

En résumé, le transfert de chaleur est un processus complexe mais fondamental qui influence de nombreux aspects de notre vie quotidienne et qui est essentiel pour le progrès scientifique et technologique. Sa compréhension et son application nous permettent d'améliorer notre vie, de développer de nouvelles technologies et de relever les défis énergétiques auxquels nous sommes confrontés.

CHAPITRE II

Principe de fonctionnement
des aéroréfrigérant

INTRODUCTION

Les aéroréfrigérants sont des équipements utilisés pour échanger de la chaleur entre un fluide chaud et l'air ambiant à l'aide d'un ventilateur. Ils sont couramment utilisés pour le refroidissement des fluides de processus dans l'industrie, notamment pour le refroidissement de l'eau dans les centrales électriques, les raffineries de pétrole, les usines chimiques et les usines de traitement des eaux.

Le principe de fonctionnement des aéroréfrigérants est assez simple : un fluide chaud, tel que de l'eau, est pompé à travers un échangeur de chaleur qui est exposé à l'air ambiant. Le ventilateur souffle de l'air sur l'échangeur de chaleur, ce qui permet à la chaleur de se dissiper dans l'air ambiant et de refroidir le fluide. L'efficacité de l'aéroréfrigérant dépend de nombreux facteurs, tels que la vitesse de l'air, la température ambiante, l'humidité de l'air et la surface de l'échangeur de chaleur.

Les aéroréfrigérants sont souvent utilisés en conjonction avec d'autres équipements de refroidissement, tels que des tours de refroidissement, pour assurer des températures de sortie de fluide suffisamment basses. Les aéroréfrigérants peuvent être conçus pour fonctionner selon un mode naturel de circulation de l'air ou un mode forcé, où des ventilateurs sont utilisés pour accélérer le débit d'air à travers l'échangeur de chaleur.

Les avantages des aéroréfrigérants incluent leur coût d'installation et de maintenance relativement faible, leur flexibilité d'utilisation pour une variété d'applications industrielles et leur capacité à fonctionner en l'absence d'eau, contrairement aux tours de refroidissement qui nécessitent de l'eau pour le fonctionnement de leur circuit de refroidissement. Cependant, l'efficacité des aéroréfrigérants peut être affectée par des facteurs environnementaux tels que les conditions météorologiques et la pollution de l'air.

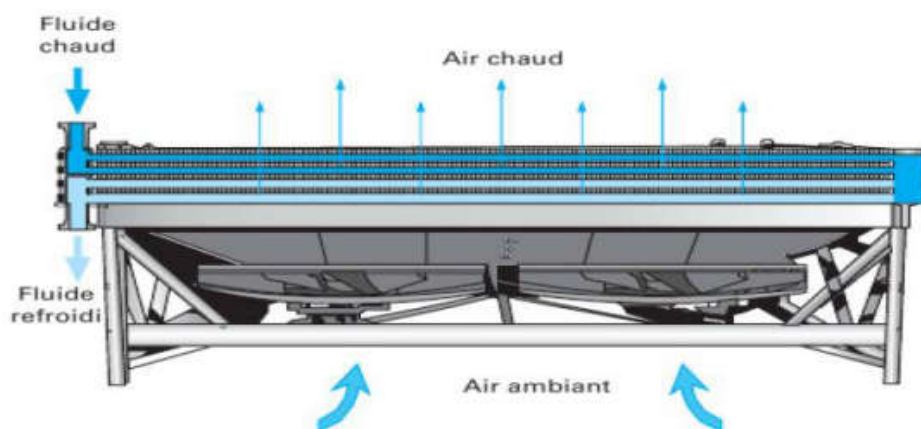


Figure II 1 : Vue générale d'un aéroréfrigérant [7].

Un aéroréfrigérants 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. Cette surface 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 ailettes circule le produit à condenser ou à réfrigérer. 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. Dans ce dernier cas, un bouchon fileté se trouve dans l'axe de chaque tube pour permettre le nettoyage. Des ventilateurs produisent la circulation de l'air à travers le faisceau.

II.1. Technologies des aéroréfrigérants

Les aéroréfrigérants sont constitués de faisceaux tubulaires, de systèmes de ventilation d'air, de chambres de distribution d'air entre ventilateurs et faisceaux et de structures. Les faisceaux peuvent être horizontaux, verticaux ou inclinés.

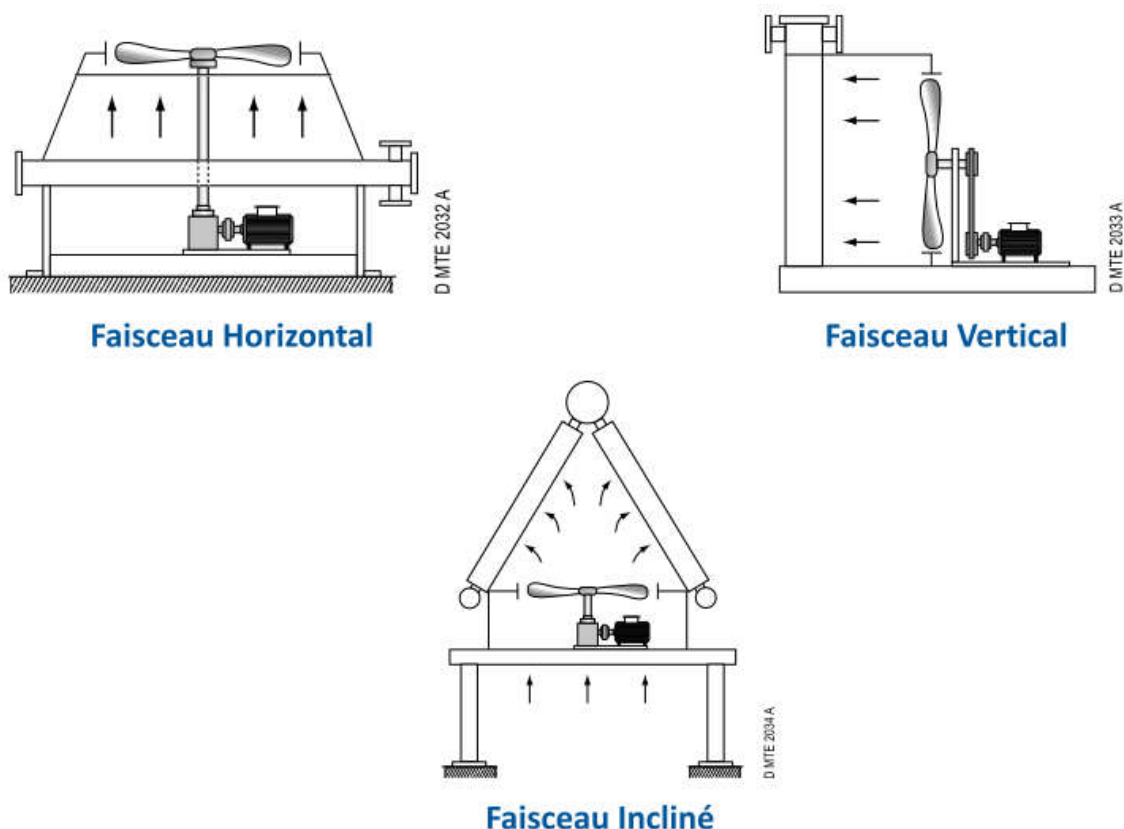


Figure II 2 D ff rents types des aéroréfrigérants

Pour la plupart des aéroréfrigérants de produits pétroliers les faisceaux sont horizontaux. 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 où le ventilateur est au dessus du faisceau.
- ✓ Les appareils à tirage for  où le ventilateur est sous le faisceau

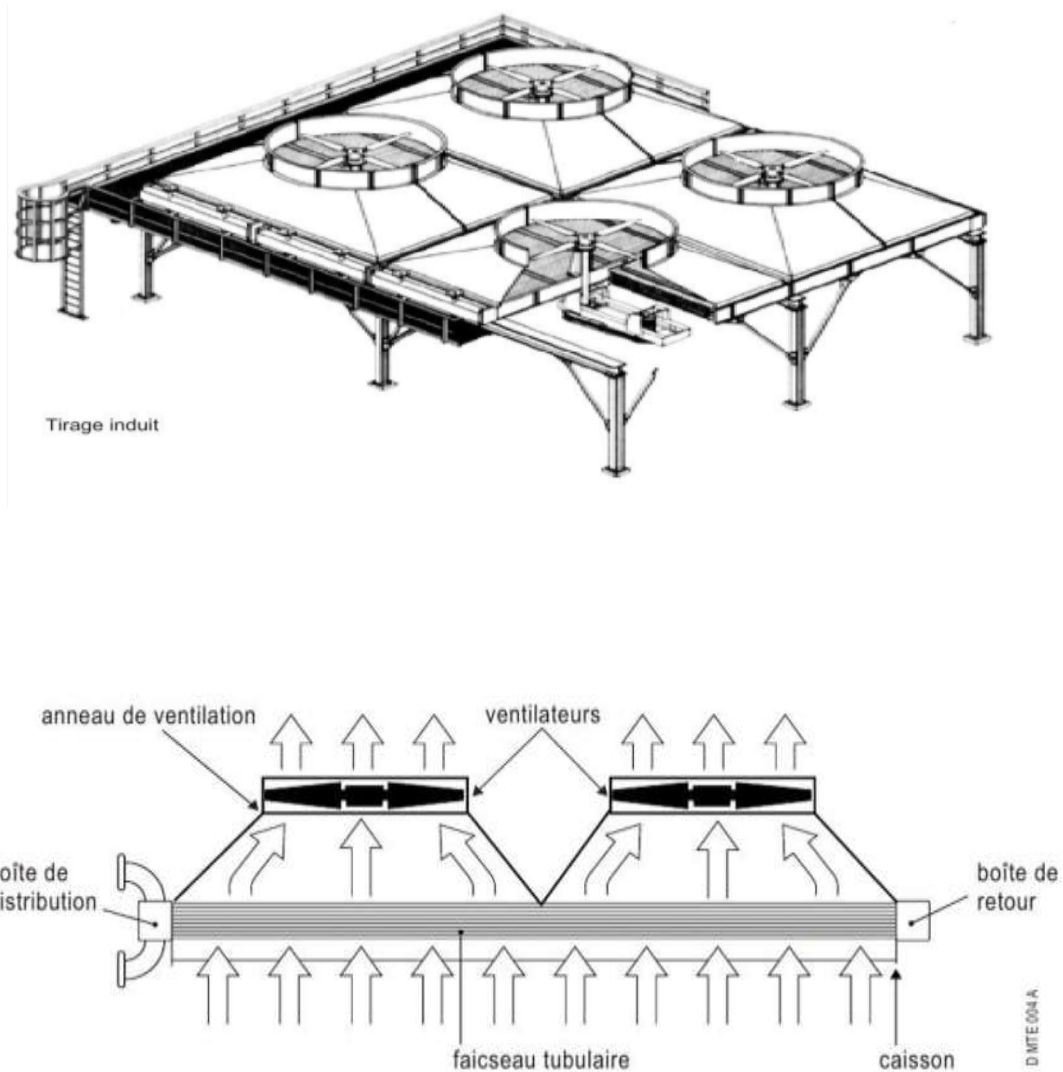


Figure II 3 Aéroréfrigérants à air induit [7]

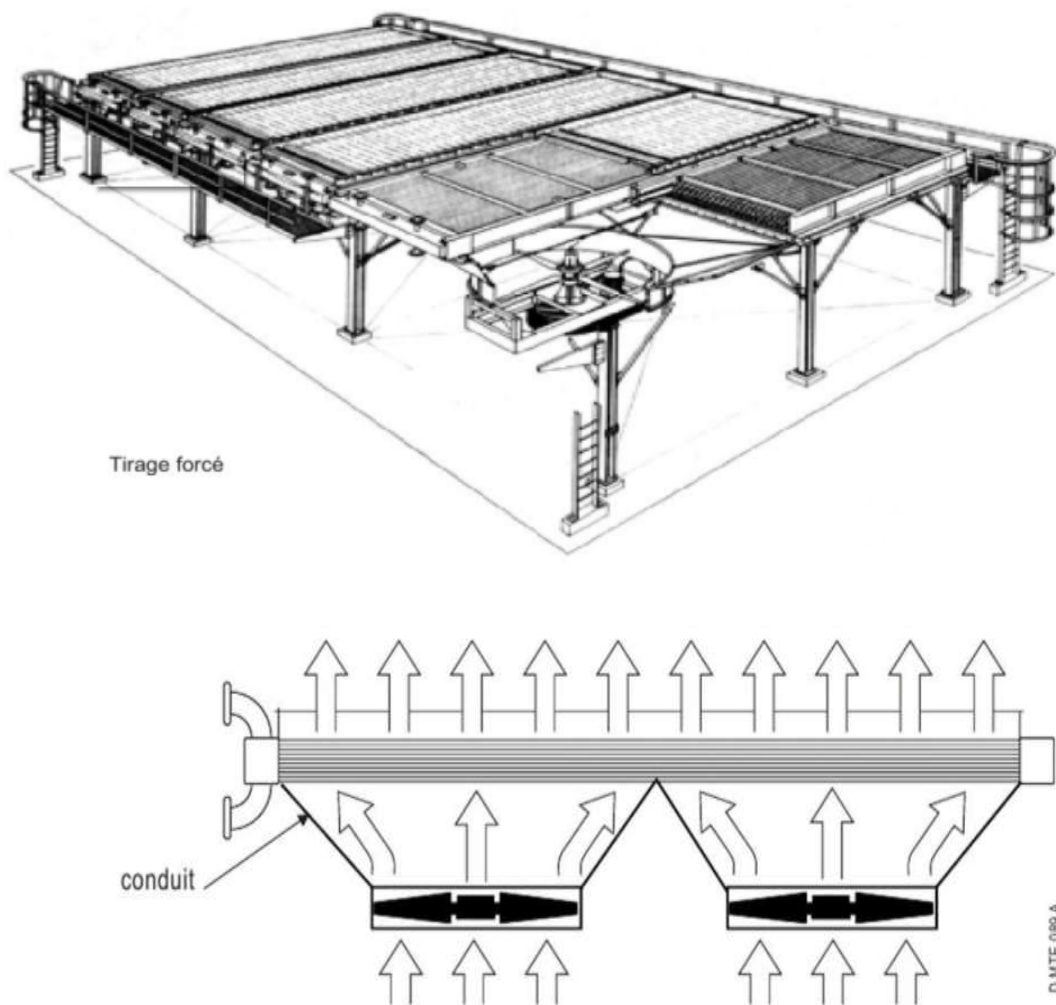


Figure II 4 Aéroréfrigérant à air for   [7]

II.2. Avantages et Inconvénients de chaque type

II.2.1. Les avantages du 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 for  , ce qui réduit les risques de recirculation de l'air, notamment en cas de vents latéraux ;
- Espace libre sous le faisceau pour l'installation d'autres équipements sous réserve de problèmes de sécurité ;
- Le niveau de bruit au sol est plus faible qu'en configuration for  e.

II.2.2. Les inconvénients du tirage induit

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

II.2.3. Les avantages du tirage for  

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

II.2.4. Les inconvénients du tirage for  

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

II.3. Champ d'application des aéroréfrigérants

Les aéroréfrigérants trouvent leurs utilisations dans plusieurs domaines notamment dans : -

L'industrie pétrochimique ;

-Les stations de compression de gaz ;

-Le stockage du gaz ;

-Les unités de production de PVC, polyéthylène, fibre de verre ;

-Les unités de soude caustique ;

-Les unités de coke ;

-Les unités de transport et manipulation de l'ammoniaque ;

-Les unités de caoutchouc ;

-L'industrie du froid et conditionnement de l'air.

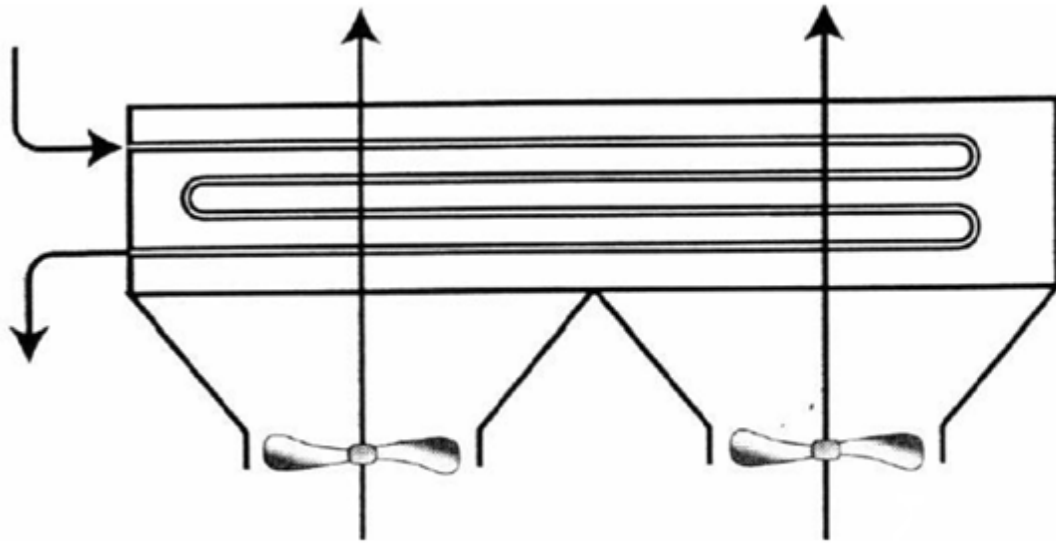


Figure II 5 Aéroréfrigérant type for c  [12],

II.4. Constitution des aéroréfrigérants [11]

Les aéroréfrigérants sont des appareils de construction simple qui peuvent fonctionner pendant de longues périodes sans incidents. La source principale des pannes est le moto-ventilateur, ce dernier constitue un système en mouvement. Ce sont les paliers, les courroies, les roulements et les boîtes à vitesses qui représentent les pannes les plus fréquentes. Ils sont constitués des éléments principaux suivants :

- Des faisceaux tubulaires ;
- Un collecteur ou système de distribution du fluide chaud ;
- Des ventilateurs ;
- Une boite de distribution de l'air ;
- Un système de régulation ;
- Une structure métallique de soutien.

II.4.1. Faisceaux tubulaires

Les faisceaux tubulaires des aéroréfrigérants sont des éléments clés dans les processus de refroidissement industriels. Ils sont utilisés pour transférer la chaleur d'un fluide à un autre, en utilisant l'air comme agent de refroidissement. Les ailettes aident à augmenter la surface de transfert de chaleur des tubes de base, ce qui permet une meilleure efficacité de transfert de chaleur. La qualité de la liaison mécanique entre les tubes et les ailettes est essentielle pour assurer une bonne transmission de chaleur. La liaison doit être capable de résister aux contraintes thermiques et mécaniques auxquelles le faisceau sera soumis pendant son fonctionnement. Différents modes de construction sont utilisés pour adapter les types d'ailettes aux conditions de mise en œuvre. Par exemple, des ailettes en spirale peuvent être utilisées pour augmenter la résistance à la flexion, tandis que des ailettes à deux ou trois ailes peuvent être utilisées pour augmenter la surface de transfert de chaleur. L'aluminium est un matériau couramment utilisé pour les ailettes, car il est à la fois ductile pour le façonnage et possède une conductivité thermique élevée pour assurer une transmission de chaleur efficace. D'autres matériels tels que l'acier inoxydable peuvent également être utilisés en fonction des conditions de fonctionnement spécifiques du faisceau tubulaire.



Figure II 6 Faisceaux d'aéroréfrigérant en construction [8]

II.4.2. Tubes ailettes

Il est vrai que les tubes des aéroréfrigérants peuvent être fabriqués à partir d'une variété de matériels, tels que l'acier au carbone, l'acier inoxydable, le laiton ou d'autres alliages, en

fonction des exigences spécifiques de l'application. Le diamètre extérieur préféré pour les tubes est de 1 pouce, mais certains fabricants peuvent utiliser des tubes plus petits ou plus grands en fonction des spécifications de conception.

L'épaisseur des tubes peut varier en fonction du matériau utilisé, de la pression de service et de la température de fonctionnement. Il est important de sélectionner l'épaisseur appropriée pour garantir la durabilité et la sécurité de l'aéroréfrigérant.

Les ailettes sont généralement disposées en quinconce pour améliorer le coefficient de convection air paroi et optimiser le transfert de chaleur. Le pas entre les tubes varie en fonction du diamètre des tubes et du nombre d'ailettes par pouce. Le nombre d'ailettes par pouce varie généralement de 7 à 11, et le diamètre des ailettes est généralement compris entre 50,8 mm et 63,5 mm, avec une valeur courante de 57 mm (2,25 pouces). (Le tableau II.1) fournit des informations sur le nombre d'ailettes et le rapport surface ailette/surface tube nu pour différents types d'aéroréfrigérants.

Tableau II. 1 Nombre d'ailettes selon les constructeurs

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

II.4.2.1. Les ailettes type SG-G (Ailettes serties)

Le matériau de l'ailette est l'aluminium ou le cuivre, celui du tube est tous type de métal. Ces ailettes sont d'un grand rendement aux hautes températures (400 C max), elles trouvent leur application dans :

- Les raffineries ;
- L'industrie pétrochimique ;
- Les stations de compression de gaz naturel ;
- La condensation de vapeur

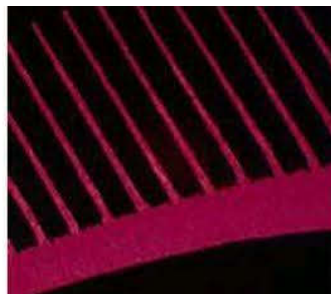
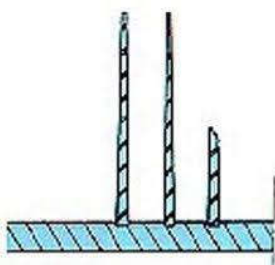


Figure II 7 Ailettes types SG-G (Ailettes serties) [8]

II.4.2.2. Les ailettes type 'LL'

Effectivement, le pied de l'ailette est préformé sous forme de double LL avec des recouvrements pour permettre une meilleure tension et adhérence sur le tube nu. Les ailettes sont généralement disposées en chevauchement pour améliorer la protection anticorrosion et la réduction de la résistance thermique. Cette conception est particulièrement adaptée aux applications à basse température où la protection contre la corrosion atmosphérique est primordiale. Le matériau en aluminium est souvent utilisé pour les ailettes en raison de sa ductilité, qui permet une forme plus facile, et de sa conductivité thermique élevée.

Cependant, il convient de noter que la température limite supérieure pour l'utilisation d'aéroréfrigérants avec des ailettes en aluminium est d'environ 180 C. Au-delà de cette température, il peut y avoir des problèmes de dégradation du matériau des ailettes et de la liaison mécanique entre les ailettes et les tubes. Dans ces situations, des ailettes en acier inoxydable ou dans d'autres matériaux à haute température peuvent être utilisées pour répondre aux exigences de la conception de l'aéroréfrigérant.

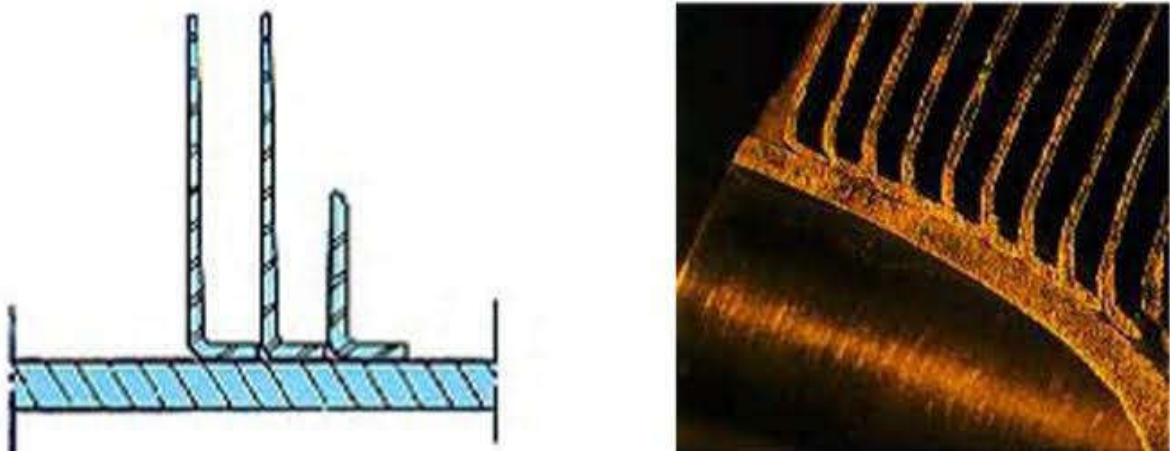


Figure II 8 AIELETTES TYPE SG-LL (ailettes à recouvrement des L) [8]

II.4.2.3. Les ailettes bimétalliques extrudées

En effet, la fabrication d'ailettes sur les tubes des aéroréfrigérants peut être réalisée par un processus d'extrusion sur le tube en aluminium. Cette technique permet de former des ailettes avec une surface rugueuse pour une meilleure adhérence et un meilleur transfert de chaleur. Le processus d'extrusion est généralement effectué à haute pression pour créer des ailettes robustes et durables.

Dans certains cas, les ailettes peuvent être cannelées pour augmenter le coefficient global de transfert de chaleur. Les cannelures sont des rainures en forme de V qui sont formées sur la surface des ailettes pour augmenter la surface de transfert de chaleur. Cela peut être particulièrement utile dans des applications où une forte dissipation de chaleur est nécessaire.

Il est important de noter que la qualité de la fabrication des ailettes est primordiale pour assurer un transfert de chaleur efficace et une longue durée de vie de l'aéroréfrigérant. Des techniques avancées de fabrication et de contrôle qualité sont utilisées pour garantir que les ailettes sont uniformément réparties et correctement fixées sur les tubes, ce qui garantit une performance optimale de l'aéroréfrigérant. La température limite supérieure est de 250 C   300 C. On les trouve surtout dans :

- Les raffineries de pétrole, produits chimiques et usines pétrochimiques ;
- Les stations de compression de gaz naturel ;
- Les condensations de vapeurs ;
- Les usines d'incinération de déchets ménagers

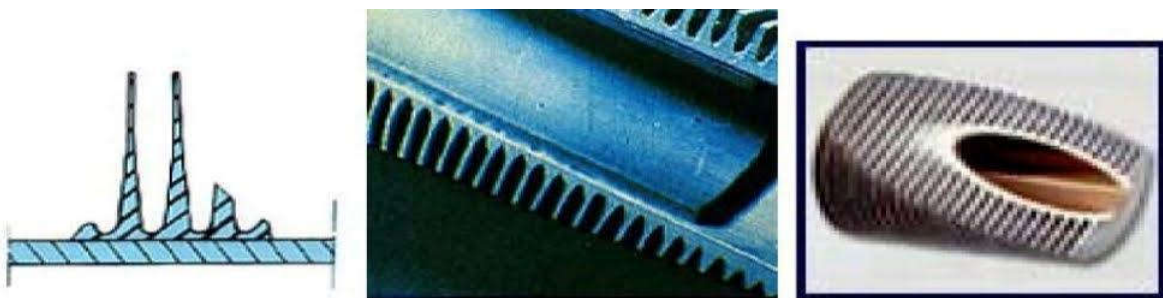


Figure II 9 Ailettes bimétallique extrudées [8]

II.4.3. Les boites de distributions ou collecteurs

Les boites de distribution 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.

Ces collecteurs relient les tubes entre eux et sont soit :

- A bouchons d vissables utilisés pour des pressions jusqu'à 120 bars (Figure III.9).
- Avec couvercle démontable permettant l'accès aux tubes pour des fluides très encrassant et très corrosifs, les pressions utilisées atteignent un maximum de 40 bars (Figure III.10)
- Des collecteurs spéciaux utilisés pour les pressions de plus de 200 bars. Les tubes en U qui sont utilisés dans ces circonstances, sont soudés sur le collecteur (Figure III.11)

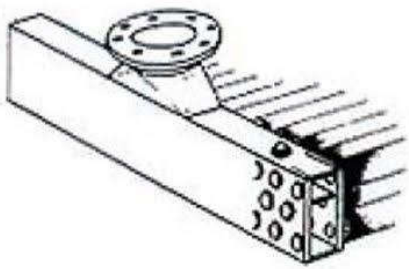


Figure II 10 Boite de distribution à bouchons d vissables

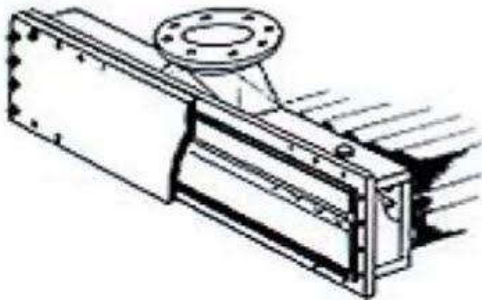


Figure II 11 Boite de distribution à couvercle démontable

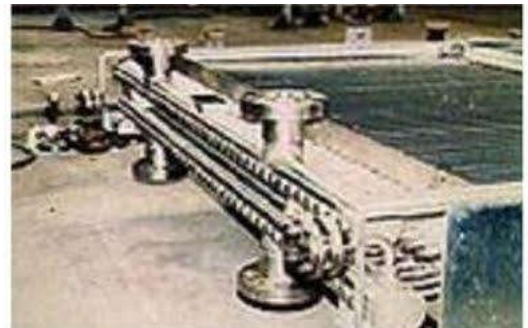
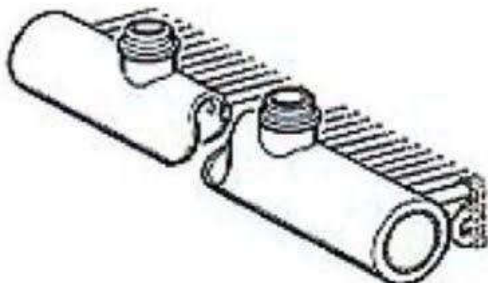


Figure II 12 Collecteur cylindrique

II.4.4. Système de ventilation

La circulation de l'air à travers le faisceau d'aéroréfrigérant est assurée par un ou plusieurs ventilateurs entraînés par moteur électrique (Figure III.12), les principales caractéristiques des moteurs sont :

- ✓ Une vitesse de rotation de 750 à 1800 tr/min en fonction de la fréquence de l'alimentation électrique (50 Hz ou 60 Hz) et du nombre de pôles (plusieurs p les magnétiques) ;

-
- ✓ Une puissance de 0,75 à 75 kW (102 Ch.) ;
 - ✓ Des moteurs fermés étanches ;
 - ✓ Des moteurs de sécurité pour atmosphère explosive ou inflammable.

Les principales caractéristiques des ventilateurs sont :

- ✓ De 4 à 6 pales ou plus ;
- ✓ Des Pales en aluminium ou en polyester (FRP Fiberglass Reinforced Polyester) ;
- ✓ Diamètres de 2 pieds (610 mm)   18 pieds (5500 mm) ;
- ✓ Angles des pales avec pré calage ou variable.

En effet, la vitesse du ventilateur d'un aéroréfrigérant est généralement déterminée en fonction du débit d'air nécessaire pour atteindre les performances thermiques souhaitées de l'appareil. Le débit d'air est déterminé par les besoins de dissipation thermique de l'équipement à refroidir.

La vitesse du ventilateur peut être régulée par un variateur de vitesse pour permettre un contrôle précis de la température de sortie de l'aéroréfrigérant. Dans certains cas, un réducteur de vitesse est installé entre le moteur et le ventilateur pour réduire la vitesse de rotation du ventilateur. Cela permet de réduire le bruit généré par le ventilateur et de prolonger la durée de vie du moteur en réduisant l'usure.

Il est important de noter que la sélection de la vitesse du ventilateur doit être effectuée avec soin, car une vitesse de ventilation trop faible peut entraîner une insuffisance de refroidissement, tandis qu'une vitesse de ventilation trop élevée peut entraîner une consommation d'énergie excessive et une usure prématurée du matériel.

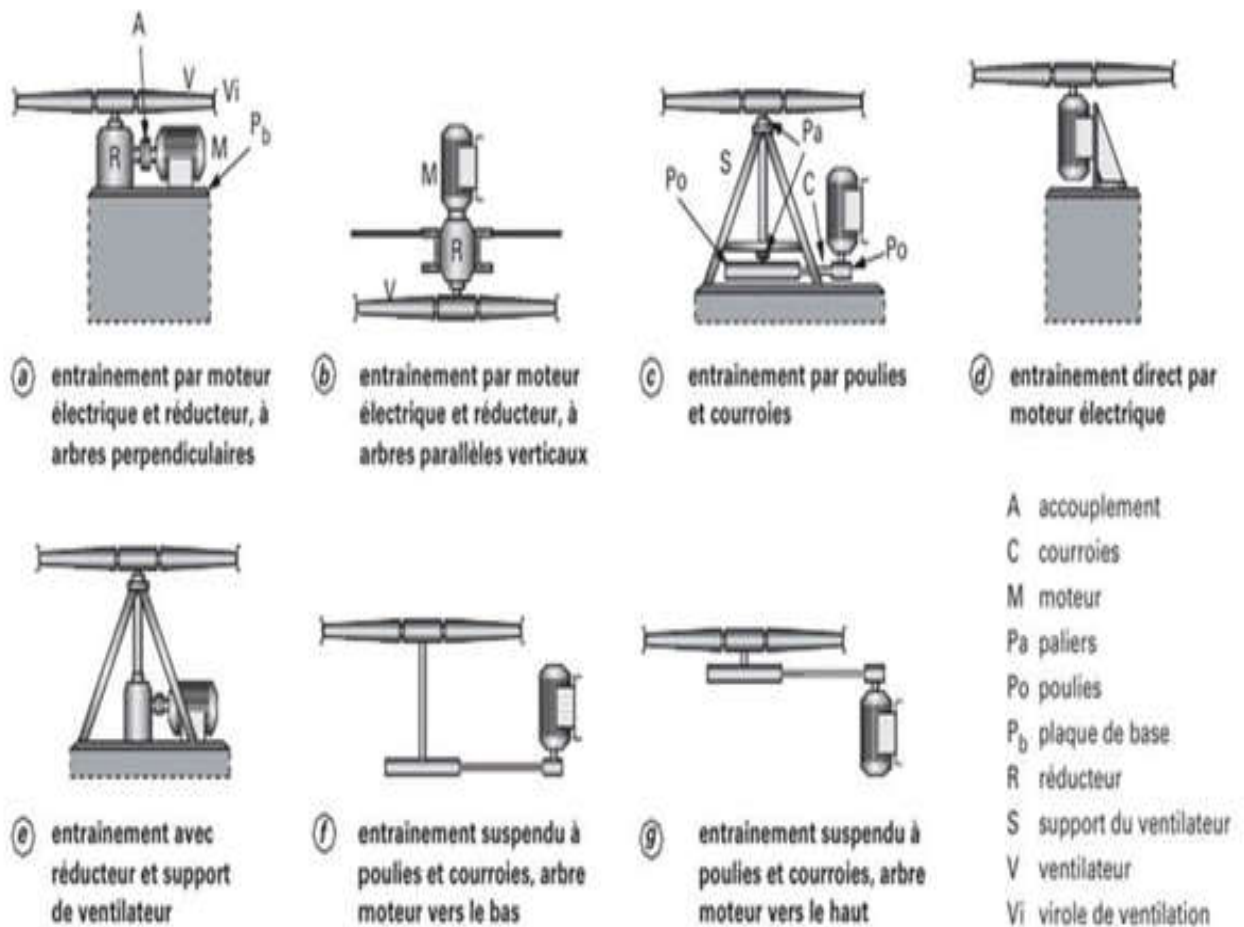


Figure II 13 Les différents montages du système de ventilation

II.5. Les normes et les codes de construction concernant un aéroréfrigérant

Etant donné que les aéro- frig rants sont considérés comme des réservoirs sous pressions, la plupart des aéro- frig rants industriels répondent à la norme américaine ASME (section VI), même s’il existent des normes internationales ISO 9000 ou nationales comme ISPESL, BS, AS, CODAP pour la France, ADMERKBLTTER pour les allemands, STOOMWEZEN,. Pour l’industrie pétrochimique la plupart des aéro- frig rants doivent en Plus répondre à l’API661 (Air-Cooled Heat Exchangers for General Refinery Service). Les spécifications de l’API sont très exigeantes en ces en sou elles permettent de donner toutes les informations favorisant une conception et une fabrication d’aéro- frig rants avec un minimum élevé de qualités. Ces spécifications incluent également des articles tels que matériaux galvanisés, types de peintures, types de distributeurs, les plates formes et les allées pour l’entretien, les commandes, et les charges externes sur l’aéro- frig rants.

II.6. Avantages et inconvénients des aéroréfrigérants par rapport au refroidissement à l'eau [9,10]

Les aéroréfrigérants et le refroidissement à l'eau sont deux techniques courantes utilisées pour le refroidissement des équipements et des processus industriels. Voici les avantages et les inconvénients des aéroréfrigérants par rapport au refroidissement à l'eau :

II.6.1. Avantages des aéroréfrigérants

- Les aéroréfrigérants ne nécessitent pas d'approvisionnement en eau et n'ont donc pas besoin de canalisations, de pompes ou d'équipements associés, ce qui les rend faciles à installer et à utiliser.
- Les aéroréfrigérants sont particulièrement utiles dans les endroits où l'eau est rare ou coûteuse.
- Les aéroréfrigérants sont généralement moins coûteux à entretenir que les systèmes de refroidissement à eau, car ils nécessitent moins de maintenance.
- Les aéroréfrigérants sont plus faciles à nettoyer que les systèmes de refroidissement à eau, car il n'y a pas de risque de formation d'algues, de moisissures ou de biofilm.

II.6.2. Inconvénients des aéroréfrigérants

- Les aéroréfrigérants ont une capacité de refroidissement limitée par rapport aux systèmes de refroidissement à eau. Ils ne sont donc pas recommandés pour les applications nécessitant un refroidissement intensif.
- Les aéroréfrigérants peuvent être plus bruyants que les systèmes de refroidissement à eau en raison du bruit généré par le ventilateur.
- Les aéroréfrigérants peuvent être moins efficaces dans les climats chauds et secs, car la température de l'air ambiant est plus élevée, ce qui réduit l'efficacité du refroidissement.

II.6.3. Avantages du refroidissement à l'eau

- Les systèmes de refroidissement à eau ont une capacité de refroidissement plus élevée que les aéroréfrigérants et sont donc recommandés pour les applications nécessitant un refroidissement intensif.
- Les systèmes de refroidissement à eau sont plus efficaces que les aéroréfrigérants dans les climats chauds et secs, car la température de l'eau peut être maintenue à un niveau plus bas que la température de l'air ambiant.
- Les systèmes de refroidissement à eau peuvent être utilisés pour refroidir des équipements nécessitant une température d'eau spécifique et constante.

II.6.4. Inconvénients du refroidissement à l'eau

- Les systèmes de refroidissement à eau nécessitent un approvisionnement en eau et nécessitent donc des canalisations, des pompes et des équipements associés, ce qui peut être coûteux et difficile à installer.
- Les systèmes de refroidissement à eau peuvent être plus coûteux à entretenir que les aéroréfrigérants en raison de la nécessité de traiter l'eau pour éviter la formation d'algues, de moisissures ou de biofilm.
- Les systèmes de refroidissement à eau peuvent poser un risque pour l'environnement en cas de fuite ou de déversement d'eau.

II.7. Caractéristiques de fonctionnement d'un aéroréfrigérant

Un aéroréfrigérant, également appelé pompe à chaleur air-air, est un système de chauffage et de climatisation qui utilise l'air extérieur comme source d'énergie. Les principales caractéristiques de fonctionnement d'un aéroréfrigérant sont les suivantes :

II.7.1. Cycle de réfrigération inversé

Un aérorefrigérant fonctionne selon le principe d'un cycle de réfrigération inversé. Lorsque le système est en mode chauffage, l'échangeur de chaleur extérieur absorbe la chaleur de l'air extérieur et la transfère à l'échangeur de chaleur intérieur, qui la diffuse dans la pièce. Lorsque le système est en mode climatisation, le processus est inversé, l'échangeur de chaleur intérieur absorbe la chaleur de la pièce et la transfère à l'échangeur de chaleur extérieur, qui la rejette à l'extérieur.

II.7.2. Coefficient de performance (COP)

Le COP est un indicateur de l'efficacité énergétique d'un système de pompe à chaleur. Le COP d'un aérorefrigérant dépend de la température extérieure et de la température de consigne intérieure. En général, plus la différence de température entre l'air extérieur et la température de consigne intérieure est faible, plus le COP est élevé.

II.7.3. Puissance de chauffage et de refroidissement

La puissance de chauffage et de refroidissement d'un aérorefrigérant dépend de sa capacité à extraire la chaleur de l'air extérieur et de la diffuser à l'intérieur. La puissance de chauffage et de refroidissement est exprimée en kilowatts (kW) et dépend de la taille du système et des besoins de la pièce à chauffer ou à climatiser.

II.7. 4. Contrôle de la température

Un aéroréfrigérant est équipé d'un thermostat qui permet de contrôler la température de la pièce. Le thermostat peut être programmé pour maintenir une température constante ou pour ajuster la température en fonction des besoins. 5. Bruit : un aérorefrigérant peut produire du bruit pendant son fonctionnement. La plupart des systèmes modernes sont conçus pour minimiser le bruit, mais la quantité de bruit produite dépend de la taille du système et de la vitesse du ventilateur.

II.8. Les factures essentielles de fonctionnement

Le facteur essentiel de fonctionnement d'un aéroréfrigérant est son efficacité énergétique. L'efficacité énergétique est la mesure de la quantité d'énergie thermique que le système peut produire par rapport à la quantité d'énergie électrique qu'il consomme. Plus l'efficacité énergétique est élevée, plus le système est économe en énergie. L'efficacité énergétique d'un aérorefrigérant dépend de plusieurs facteurs, notamment :

II.8. 1. La température extérieure

La capacité d'un aérorefrigérant à produire de l'énergie thermique dépend de la température extérieure. Plus la température extérieure est élevée, plus l'aéroréfrigérant peut produire d'énergie thermique.

II.8. 2. La taille du système

La taille de l'aéroréfrigérant est un facteur important de son efficacité énergétique. Un système plus grand peut produire plus d'énergie thermique, mais il peut également consommer plus d'énergie électrique.

II.8. 3. La qualité de l'installation

Une installation correcte et bien conçue est essentielle pour maximiser l'efficacité énergétique d'un aéroréfrigérant. Des erreurs d'installation, telles que des fuites d'air, peuvent réduire considérablement l'efficacité énergétique du système.

II.8. 4. L'entretien

Un entretien régulier est nécessaire pour maintenir l'efficacité énergétique d'un aéroréfrigérant. Les filtres doivent être nettoyés ou remplacés régulièrement pour éviter l'accumulation de saleté et de débris qui peuvent réduire l'efficacité du système.

En résumé, l'efficacité énergétique est un facteur essentiel de fonctionnement d'un aéroréfrigérant. Pour maximiser l'efficacité énergétique, il est important de tenir compte de la

température extérieure, de la taille du système, de la qualité de l'installation et de l'entretien régulier du système.

Conclusion

En conclusion, les aéroréfrigérant sont une solution de refroidissement efficace et économique pour de nombreuses applications industrielles. Ils sont particulièrement adaptés aux environnements où l'eau de refroidissement n'est pas disponible ou n'est pas une option viable en raison des coûts ou des restrictions réglementaires.

CHAPITRE III

**Présentation du
complexe RA2K**

III.1 GENERALETE SUR LE CONDENSAT

Introduction

Le condensat est un mélange d'hydrocarbures liquides légers qui est également connu sous les noms de "pentane plus", "C5+" ou encore "liquides de puits de gaz naturel". Il est composé de la fraction lourde allant du pentane (C₅H₁₂) jusqu'au décane ou plus.

Contrairement au brut, le condensat se présente sous forme gazeuse dans les gisements, en raison de la température. Il se condense lorsque la pression diminue et qu'il est refroidi par la détente à la sortie des puits.

III.2 Compositions chimiques du condensat

Le condensat est essentiellement composé de molécules résultant de la combinaison d'atomes de carbone et d'hydrogène appelées hydrocarbures.

Il contient également du soufre, du chlore () et de l'azote (), on retrouve aussi les métaux, Hg, Ni, V, As, Pb....etc.

III.3 Familles chimiques d'hydrocarbures

Le condensat peut être divisé en trois familles d'hydrocarbures.

III.3.1. Hydrocarbures paraffiniques

Ce sont des hydrocarbures saturés ; la formule générale est.

Ils peuvent être structurés en chaîne droite et ce sont les paraffines normales et les iso paraffines.

Leurs points d'ébullition, leurs masses volumiques et leurs poids moléculaires s'élèvent avec le nombre d'atomes de carbone.

III.3.2 Hydrocarbures cycliques saturés ou naphthènes

Ce sont des hydrocarbures saturés ; la formule générale est.

Dans le pétrole et dans le condensat, les plus fréquemment rencontrés sont ceux à cinq ou six atomes de carbone. Dans ces cycles, chaque atome d'hydrogène peut être substitué par une chaîne paraffinique.

III.3.3 Hydrocarbures aromatiques

Ce sont des hydrocarbures insaturés ; la formule générale est.

Les hydrocarbures aromatiques sont caractérisés par le rapport C/H plus élevés que celui que l'on observe dans les autres hydrocarbures.

III.4 Composés hétéro-atomiques

III.4.1 Composés sulfurés

Le soufre est l'hétéro élément le plus répandu dans le pétrole et le condensat.

Dans les fractions à bas point d'ébullition, on trouve l'hydrogène sulfures H₂S, les mercaptans R-SH, les sulfures R-S-R, les disulfures R-S-S-R .

III.4.2 Composés azotés

On les trouve dans le pétrole et dans le condensat de deux à dix fois moins que les composés sulfurés. Ils sont essentiellement présents dans les fractions lourdes sous forme :

- D'amides saturés, ou aromatiques.
- D'amides R-NH₂, R-NH-R, ou (R)₃-N.
- De carbazoles.
- De pyridines.

III.4.3 Composés oxygénés :

Le condensat et le pétrole brut contiennent généralement moins d'oxygène que de soufre. L'oxygène se trouve sous forme d'acides carboxyliques (R-COOH), d'esters (R-CO-R), de phénol, et des composés de type furane et benzofurane.

III.4.4 Les métaux

- Dans les fractions les plus lourdes telles que les résines et les asphaltènes se trouvent des éléments métalliques comme le Nickel et le Vanadium sous forme de porphyrines, ou le métal au centre de cet ensemble sous forme de Ni²⁺ ou V⁵⁺.
- On trouve aussi les traces de Fer, Zinc, Chrome, Manganèse et cobalt.
- La présence des métaux conduit à des problèmes de pollution, d'empoisonnement des catalyseurs et de corrosion.

III.5 Usages du condensat

Le condensât est assimilé à un pétrole brut léger. Il peut être utilisé comme charge de raffinage pour l'obtention des coupes pétrolières désirées, et comme matière première de la pétrochimie pour l'obtention de l'éthylène.

Il est à noter qu'il peut aussi être utilisé comme constituant d'un brut « blending », quand les conditions le permettent.

III.5.1 Utilisation en raffinage

Dans le raffinage, le condensât peut suivre une des deux alternatives suivantes :

III.5.1.1 La distillation

Elle permet d'obtenir une gamme de produits légers, moyens et lourds.

Les plus légers montent vers le haut de la colonne de distillation, tandis que les plus lourds se déposent en bas de la colonne.

On obtient ainsi dans la colonne du haut en bas : GPL, naphta, gasoil, fuel.

Le condensât est utilisé comme charge d'alimentation dans un topping.

D'après les récentes études effectuées, il ressort que le condensât ne peut pas être pris comme charge d'alimentation à 100% dans des unités de distillation, en raison des contraintes observées en tête de colonne.

Le condensât étant très léger, prend plus de place qu'un pétrole brut en tête de colonne, ce qui induit une perte de charge dans la colonne, mais l'apparition des toppings spéciaux pour le condensât montre que l'affirmation précédente est sans fondement.

Néanmoins, une proportion substantielle de condensât peut être ajoutée au brut d'alimentation et distillée sans aucune difficulté. La proportion possible varie énormément selon les différentes raffineries et le brut disponible. Cependant, au moins 20% de l'alimentation totale seulement, peut être possible avec n'importe quel brut.

Comme charge d'alimentation on peut utiliser :

100% condensât, mélange : condensât + pétrole léger, mélange : condensât + pétrole lourd.

III.5.1.2 Le blending

C'est un cas qui s'est présenté durant la guerre des prix de 1986, lorsque le fuel soviétique « E4 » avait des prix très faibles.

Dans le blending : le condensât a deux utilisations : soit alléger un pétrole brut lourd, soit reconstituer un pétrole brut.

Dans le 1er cas : le mélange de condensât avec un brut lourd entraînera la formulation d'un brut léger.

Dans le 2ème cas : le condensât mélangé avec résidu lourd tel le fuel permet l'obtention d'un brut reconstitué, autrement dit : brut synthétique.

Enfin, le condensât peut être utilisé pour la production des solvants, c'est-à-dire : des essences spéciales.

III.5.2 Utilisation en pétrochimie

La pétrochimie est une industrie lourde qui utilise comme matière première certaines coupes pétrolières exemple : le naphta sortant du raffinage du condensât ou le pétrole brut, à partir d'un procédé « vapocrackage ».

Dans la 1ere étape de cette industrie on obtient les produits de base suivants :

- L'éthylène.
- Le propylène.
- Le Butadiène.
- Les aromatiques ...etc.

A partir de chacun de ces produits de base, on fabrique selon des procédés très complexes, un nombre infini de dérivés qui servent à la production des matières plastiques, caoutchoucs synthétiques, résines, solvants, détergents, engrais, colorants, encres, peintures, fibres, textiles synthétiques, revêtements divers, produits pharmaceutiques,...etc.

III.5.3 Utilisation comme fuel

Le condensât de par sa nature peu sulfureuse pourra aussi être utilisé comme fuel dans le cas où son prix serait très faible. La législation interdit l'usage d'un fuel de haute teneur en soufre.

III.6 Le condensat Algérien

III.6.1 Qualité de condensât Algérien

Le condensât algérien se présente comme un mélange d'hydrocarbures dont le point final de distillation est voisin de 300°C. On peut donc le considérer comme un pétrole brut très léger (densité 0,720), paraffinique. Sa teneur en soufre est très basse, 40 à 50 fois moins sulfuré que le mélange Saharien, et son acidité est nulle.

Vu la bonne qualité de ce condensât, il constitue pour le raffineur un mélange d'excellente qualité et n'exige aucun prétraitement particulier. Un traitement classique de séparation par distillation permet l'obtention de : GPL, des essences, naphta, kérosène, gasoil et fuel, de très bonnes qualités. Il peut être utilisé comme charge directe de vapocraquage, dont 53,9% du condensât algérien est utilisé pour le vapocraquage. Il peut être aussi mélangé aux bruts pour améliorer son rendement en naphta.

Le condensât algérien grâce à ses caractéristiques de haute qualité paraffinique peut être utilisé comme matière première en pétrochimie, mais le seul inconvénient est qu'il nécessite un perfectionnement avant l'utilisation comme matière première pour les crackers.

Le condensât algérien se distingue en deux qualités :

-
- Le condensât d'Arzew (HR720) provenant de Hassi R'mel, qui a une teneur élevée en paraffine, avec présence de mercure. Il présente une bonne charge pétrochimique.
 - Le condensât de Bejaia (AR720) provenant d'Alrar, Rhourde Nousse et Hamra, est un condensât coloré (présence des iso paraffines), car il est altéré par des traces de brut (le développement des champs au sud de Hassi R'mel, a imposé l'évacuation du condensât vers Bejaia à travers l'OB1). Ce condensât est moins apprécié par les pétrochimistes.

En général, le condensât algérien est un produit hautement paraffinique utilisé comme charge, en pétrochimie pour la fabrication de l'éthylène et le propylène (la base du caoutchouc) et en raffinage pour la fabrication des essences.

Production du condensat algérien :

Le condensat est produit généralement dans des gisements de gaz et de petites quantités dans des gisements de pétrole brut.

Les principaux champs de production qui alimentent la raffinerie de Condensat de Skikda sont :

- Alrar (795667 TM) ;
- Stockage intermédiaire Ohanet TRC
- Ohanet BHP (762838 TM)
- Tiguentourine (972317 TM)
- TFTgroupement (762881 TM)
- Rhourd Ennous (999353 TM)
- Hamra (636406 TM)

Leurs productions convergent vers la station de pompage de HEH (Haoud El Hamra) qui alimente les terminaux de Bejaia et de Skikda.

L'évolution des exploitations algériennes de condensat est comme suit :

- ❖ 1970 le condensat était injecté dans le brut
- ❖ 1971 la première exploitation était de l'ordre de 17.1 millions de tonnes par an.
- ❖ 1999 la production de condensat atteint 17.3 millions de tonnes.
- ❖ 2000 la production de condensat atteint 17.7 millions de tonnes.

Introduction sur RA2K

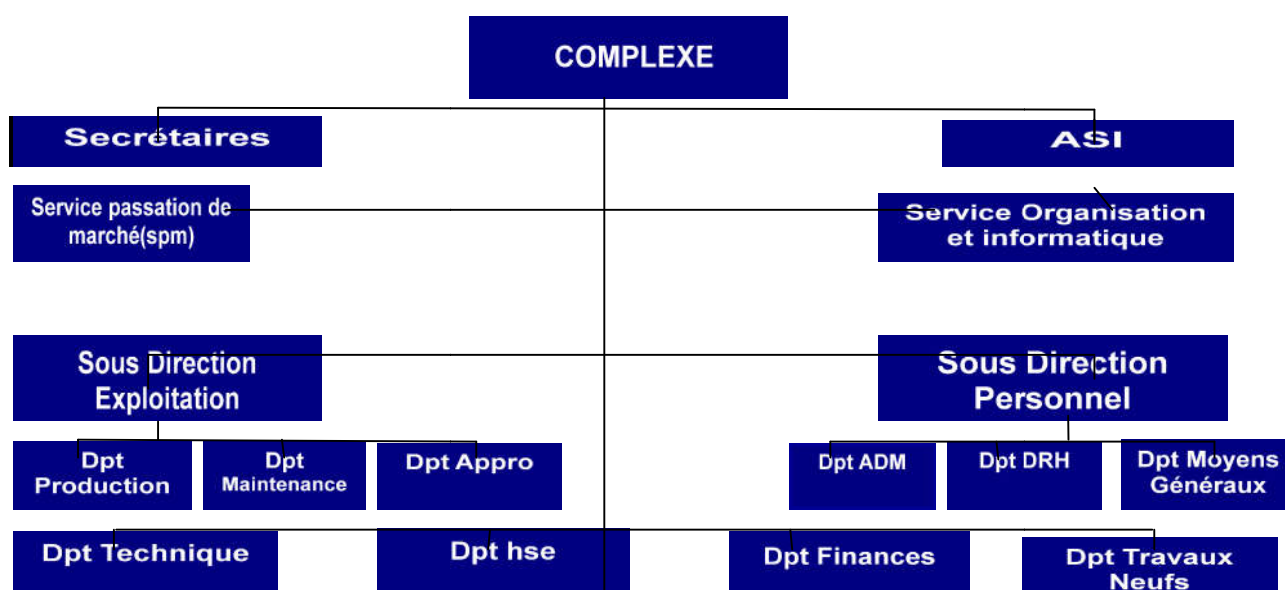
Le complexe de la raffinerie de condensat de Skikda appelé communément RA2K est un patrimoine de la division Raffinage qui dépend de l'Activité AVAL de l'entreprise Nationale SONATRACH.

RA2K a pour mission le traitement du condensât livré par le Terminal de La Direction Région Transport Est de Skikda (RTE/TRC/SONATRACH); Ce condensât provient du Centre de Stockage de Haoud El Hamra. Sa capacité de traitement 5.000.000 de tonnes métriques pour un fonctionnement de 330 jours. Ses missions essentielles sont:

- Le raffinage des hydrocarbures légers « condensat »,
- La production des produits raffinés (butanes, naphta, kéroséne/JET A1 et gasoils) aux normes fixées

II Organisation interne

L'organisation de la raffinerie de Skikda RA2K se présente selon un organigramme telque l'effectif total est : 452 agents théoriques et 274 agents réels, cette différence est due la superstition de certaines activités (maintenance, la cantine, ...)



III.7. Présentation du complexe

III.7.1. Topping de condensat RA2K à Skikda

China Petroleum Engineering and Construction Corporation (CPECC) comme un entrepreneur EPC pour SONATRACH est chargé de la réalisation du projet de Topping de

Condensat 5 million de tons par an au niveau de la zone industrielle à la ville de Skikda, Algérie.

Contenu

SC1: Usine de Topping Condensat,

SC2: Stockage et Transport des produits finis.

Ce projet envisage la réalisation d'une nouvelle raffinerie pour traiter le condensat des champs pétroliers algériens en vue de produire le Butane, kérosène, naphta, Gasoil léger, et Gasoil lourd. En outre, les installations sont installées pour le stockage, traitement et transfert du condensat et ces produits du projet ainsi que le naphta, et le mélange C₃, C₄, C₃-C₄ de la raffinerie RA1K existante.

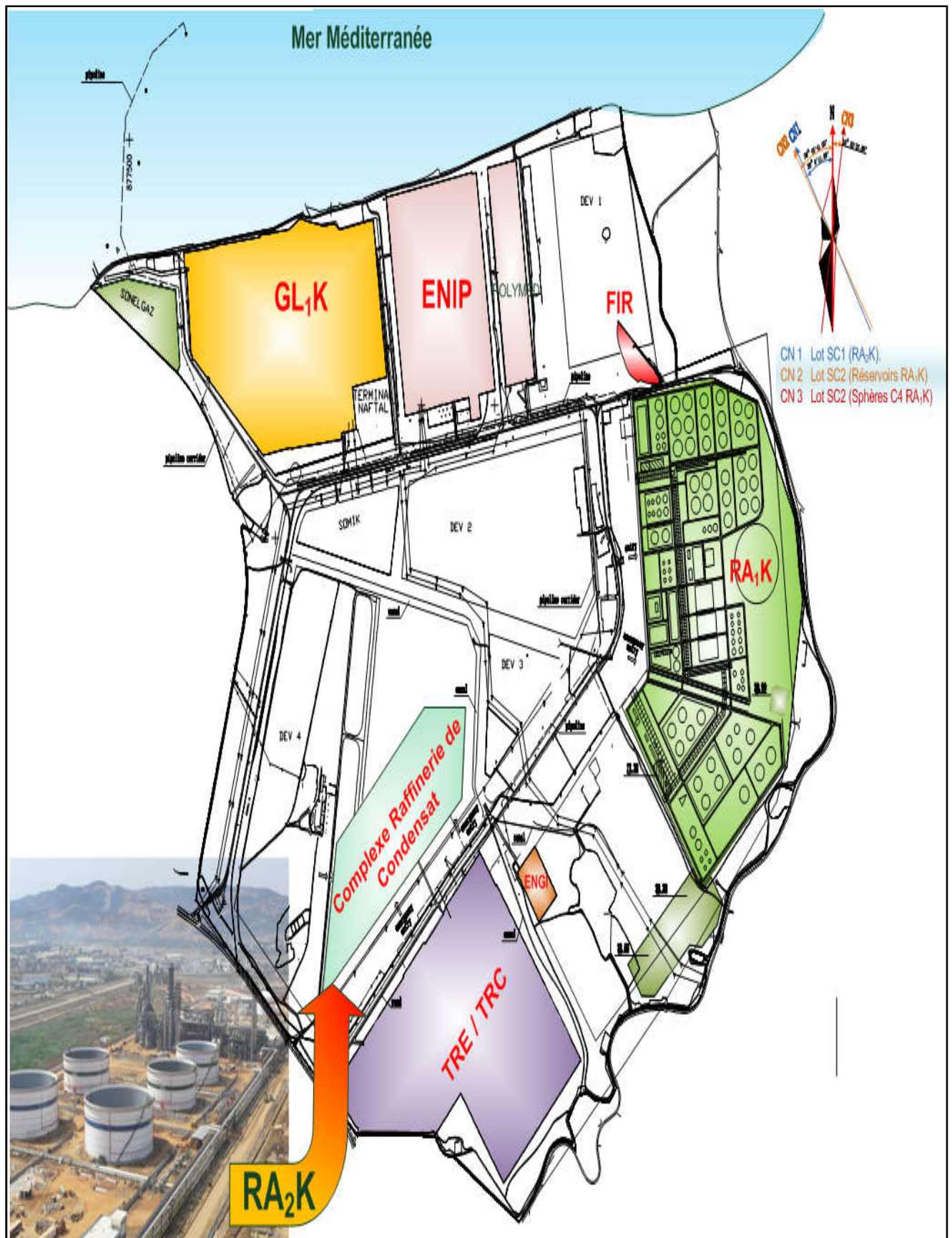


Figure III. 1 Plan général du projet

Conception générale du complexe

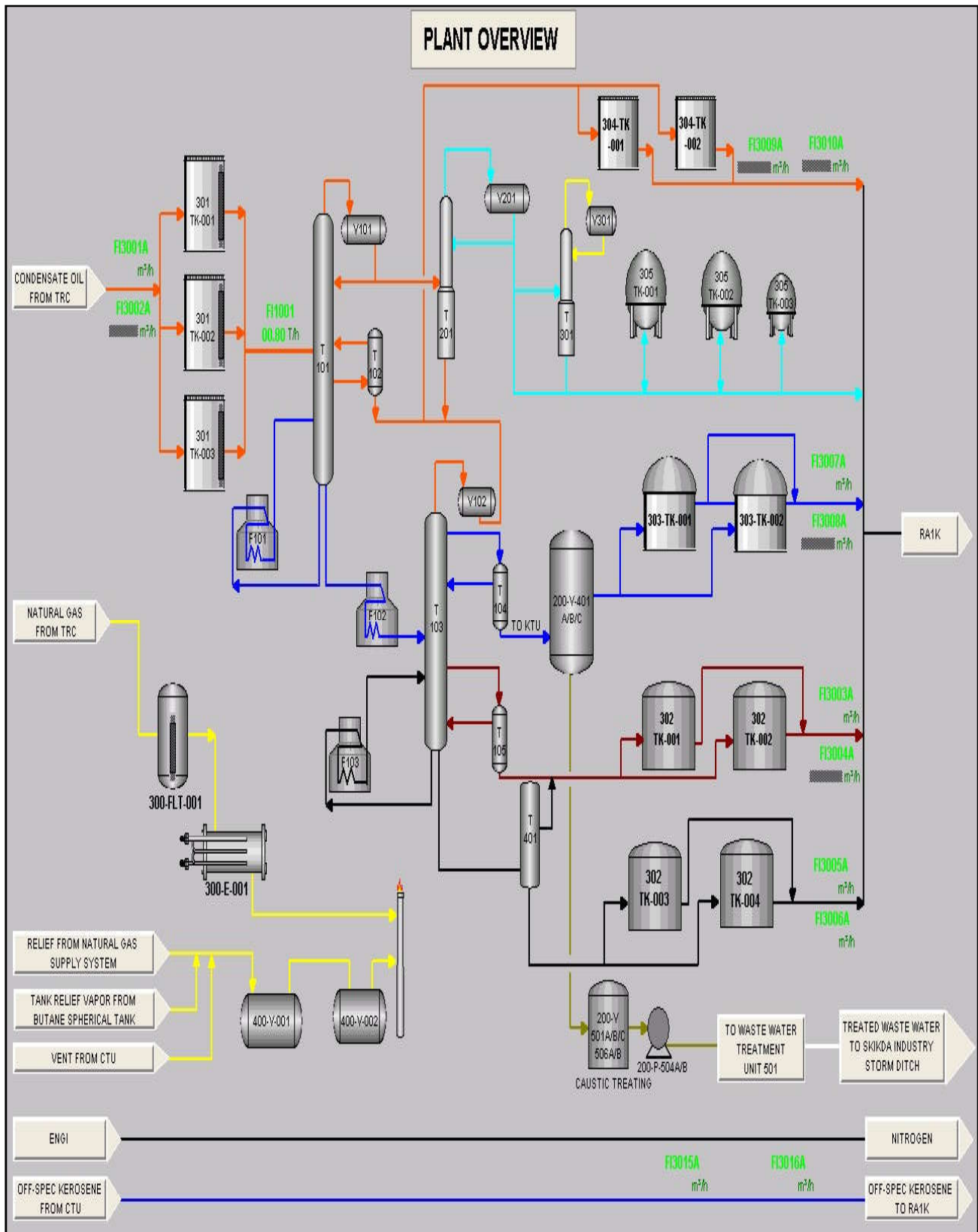


Figure III. 2 Complexe Topping du Condensat

III.7.2.Principales unités

Un exposé des unités et installations principales est donné ci-dessous :

a) Unité 100 (Unité Topping de Condensat)

C'est l'unité de production qui comprend les unités de préfractionnement, de distillation atmosphérique, de distillation sous vide, de stabilisation des essences.

b) Unité 200 (Traitement de Kérosène)

Cette unité de traitement de kérosène est destinée à la purification du kérosène produit par la colonne de distillation atmosphérique T-103. Sa mise en service dépendra des caractéristiques de kérosène. Elle ne peut être démarrée qu'après la mise en service de l'unité 100 en cas où le kérosène nécessiterait des traitements.

Cette unité consiste en trois parties:

- ✓ Le traitement de Kérosène a pour but d'éliminer l'acidité, l'eau et l'impureté du Kérosène ;
- ✓ Traitement de résidus caustique ;
- ✓ Préparation et stockage soude caustique / acide, ainsi le transfert.

c) Unité 300 (Stockage et transport des produits)

Est situé au sein de l'usine Topping Condensat (SC1). Elle assume la réception, le stockage et l'alimentation en condensat pour les unités de production, ainsi que la réception, le stockage et le transfert de tous les produits finis.

d) Unité 400 (Système de torche)

A été fournie dans le complexe pour éliminer sans risque les annulations de secours (libération de secours) des unités de traitement/stockage. Le système non fumigène de torche aidé par la vapeur est équipé d'un collecteur de torche, séparateur de torche, réservoir à joint d'eau et une colonne montante de torche d'une hauteur d'environ 120 mètres.

e) Unité 500 (les utilités)

Comporte les installations de réception, génération, traitement, stockage et distribution des diverses utilités telles que l'eau de fabrication (eau industrielle), eau d'incendie, eau de refroidissement, vapeur, air comprimé, azote, gaz naturel, installation de traitement et décharge des déchets.

L'usine recevra l'eau de fabrication (eau industrielle), la vapeur, l'azote et le gaz naturel de l'extérieur. Elle a ses propres équipements captifs pour l'eau d'incendie, l'eau de refroidissement, l'air comprimé et le traitement des eaux usées (résiduaires).

III.7.3. Objectifs

Cette raffinerie représente pour de SONATRACH, un outil de flexibilité pour assurer une meilleure valorisation de ses produits énergétiques et consolider son rang sur le marché international.

Elle a été réalisée en deux lots distincts :

- Lot 1 : Réalisation d'une usine de Topping de condensat.
- Lot 2 : Extension des installations de stockage et d'expédition de la raffinerie de pétrole brut existante (RA1K), pour stocker et expédier les produits issus du topping condensat.

Finalité :

Elle permet une meilleure valorisation du condensat et offre une flexibilité pour la commercialisation.

II.8. Le cas

La raffinerie de RA2K a été dimensionnée sur la base d'une température ambiante de 37°C (air ambiant), alors que la température réelle de fonctionnement dépasse 40°C, notamment en été. Cet écart de température influe directement sur Les batteries d'aéroréfrigérants A-106 A/F destinées à refroidir la Naphta jusqu'à la température de stockage.

En été, lorsque la température ambiante est importante, la capacité de refroidissement du Naphta au niveau de la batterie d'aéroréfrigérants A-106 A/F se trouvent juste sur la limite, aussi avec les difficultés d'efficacité rencontrer au niveau de l'échangeur A-115 A/B ce qui influe directement sur la température de stockage du Naphta au niveau des bacs de stockage naphta 304-TK 001/002 qui sont dimensionnés pour stocker à une température maximale de 40 °C.

Pour le bon fonctionnement de l'unité U-100, il est nécessaire de diminuer le taux de marche de l'unité U-100, qui se traduit automatiquement par une réduction de la quantité de condensât traiter afin d'assurer les paramètres de processus exigés.

Le but de notre étude porte sur la recherche d'une solution, qui permet de faire fonctionner l'unité U-100 à sa capacité maximale sans avoir à subir les problèmes cités ci-dessus.

Le refroidissement du Naphta au niveau de la batterie d'aéroréfrigérants A-106 A/F est fonction de plusieurs paramètres, à savoir

- ❖ Le débit du Naphta à refroidir ;
- ❖ Les conditions de température et de pression ;
- ❖ La température de l'air ambiant.

Pour mettre en évidence l'impact du changement de cette température sur le taux de marche de l'unité, et permettre le fonctionnement à régime maximal, il sera nécessaire de vérifier en premier lieu le cas design avec une température ambiante de 37°C, et de calculer les dimensions de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérants avec une température ambiante de 42°C, Ce qui nous permettra d'atteindre le taux de marche maximal.

CHAPITRE IV

Partie calcule et Interprétation des résultats

IV 1-Introduction

Pour résoudre le problème de refroidissement de la Naphta dans l'unité U-100 pendant la période estivale, vous pouvez envisager les étapes suivantes :

Vérification des calculs thermiques fournis par le constructeur :

Examinez les spécifications techniques de la batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F fournies par le constructeur. Assurez-vous que les calculs thermiques initiaux sont corrects et qu'ils correspondent aux conditions de fonctionnement réelles de l'unité U-100. Si les calculs sont corrects, vous devrez envisager d'autres solutions pour améliorer le refroidissement.

Redimensionnement d'une nouvelle batterie d'aéroréfrigérant :

Étant donné que la température ambiante maximale pendant l'été est de 42 °C, vous devrez redimensionner la batterie d'aéroréfrigérant pour qu'elle puisse faire face à cette charge thermique plus élevée. Engagez des experts en génie thermique pour effectuer des calculs appropriés et dimensionner une nouvelle batterie qui sera capable de refroidir la Naphta à la température de stockage même pendant les périodes de température ambiante élevée.

Estimation du coût de la nouvelle batterie :

Une fois que vous avez déterminé les spécifications de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérant, vous pouvez demander des devis à plusieurs fournisseurs spécialisés dans ce domaine. Les fournisseurs pourront vous donner une estimation détaillée du coût de la nouvelle batterie, en tenant compte des dimensions, des matériaux, de l'installation et de tout autre aspect technique requis. Comparez les devis et choisissez l'option la plus économique qui répond à vos besoins en matière de refroidissement.

Il est important de noter que ces étapes nécessitent une expertise technique spécialisée en génie thermique et en raffinage. Assurez-vous de consulter des professionnels qualifiés pour effectuer les calculs et les évaluations nécessaires.

IV 2-Calcul de la batterie d'aéroréfrigérants :**IV 2-1-Données de départ :****Tbleau IV. 1 Doonnées de départ du naphta de l'aéroréfrigérants (A-106 A-F)**

Température entrée - T_1 - [°c]	124,5
Température sortie - T_2 - [°c]	50
Masse volumique liquide - ρ - [kg/m ³]	657,81
Chaleur spécifique liquide - C_p - [kcal/kg,°c]	0,5732
Conductivité thermique - λ - [kcal/h.m.°c]	0,0946
Viscosité dynamique liquide - μ - [kg / m.s]	0,000261
Résistance d'encrassement - R_m - [h.m ² .°c/kcal]	0,0001
Débit massique - M - [kg/h]	398481

Tbleau IV. 2 Donneés de départ du l'air

Température entrée - t_2 - [°c]	37
Chaleur spécifique - C_a - [kcal/kg,°c]	0,2406
La masse volumique de l'air ρ_a à t = 37 °C -[kg/m ³]	1,104
Conductivité thermique de l'air - λ_a - [kcal/h.m.°c]	0,0231
Viscosité dynamique de l'air - μ_a - [kg / m.s]	$1,89.10^{-5}$
Résistance d'encrassement - R_{air} - [h.m ² .°c/kcal]	0,0002
Diamètre du ventilateur - d_v - (m)	4,26
Volume d'air réel par ventilateur,- Q_v - m ³ /s	120,96

Tbleau IV. 3 Données de départ du l'aéroréfrigérants (A-106 A-F)

propriété	valeur
Diamètre extérieur des tubes (d_0), m	0,0254
Diamètre intérieur des tubes (d_i), m	0,0226
Longueur des tubes (L), m	12,5
Largeur de la cellule (l_c), m	5,40
Pas des tubes (triangulaires), (S_1), m	0,069850
Nombre de rangées (N_R)	6
Nombre de tubes total (N_T)	1296
Nombre de passes (N_P)	3
Nombre de tubes par rangée ($N_{t/r}$)	72
Nombre de cellules	3
Nombre de faisceaux (N_f)	6
Nombre de ventilateurs	6
Nombre de tubes par faisceaux	216
Diamètre extérieur d'ailettes (D_f), m	0,05715
Epaisseur d'ailettes (t), m	0,0004
Hauteur d'ailettes (l), m	0,01578
Nombre d'ailettes par mètre	433
Rapport, A_t/A_0	22,81
Espacement entre les ailettes (e), m	0,0001

IV -2-2- Calcul de la surface d'échange installée

Surface d'échange total exprimé par rapport au diamètre extérieur :

$$A_0 = \pi * d_0 * L * N_T$$

$$A_0 = 3,14 * 0,0254 * 12,5 * 1296$$

Donc: $A_0 = 1292,04 \text{ m}^2$

Surface faciale installée :

$$F_A = 0,9 * (A_0 / N_R)$$

$$F_A = 0,9 * (1292,04/6)$$

Donc: $F_A = 193,80 \text{ m}^2$

IV -2-3-Calcul du coefficient de transfert coté air (h_a)

❖ Hypothèse sur la vitesse de l'air (V_f) :

Les vitesses de l'air recommandées en fonction du nombre de rangées sont données dans le Tableau suivant :

Tableau IV -4 : La vitesse de l'air en fonction de nombre de rangée

Nombre de rangées N_R	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Vitesse faciale V_f (m/s)	3,20	3,02	2,87	2,75	2,58	2,48	2,36	2,26	2,16

La batterie d'aeroréfrigérants (A-106 A/F) comporte 6 rangées de tubes ($N_R = 6$)

Donc la vitesse faciale recommandée : $V_f = 2,75$ m/s

On peut estimer la vitesse faciale et le nombre de rangée par le calcul de E :

$$E = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \quad T_1, T_2, t_1 \text{ (} ^\circ\text{C)}$$

$$E = (124,5 - 50) / (124,5 - 37)$$

$$E = 0,85$$

Les valeurs de N_R et V_f sont ensuite déterminées en fonction de la valeur de E par le tableau suivant :

Tableau IV -5 : La vitesse de l'air en fonction de nombre de rangée

E	N_R	V_f (m/s)
$E \leq 0,4$	4	3,3
$0,4 < E \leq 0,5$	5	3,05
$0,5 < E \leq 0,6$	6	2,8
$0,6 < E \leq 0,8$	8	2,3
$E > 0,8$	10	2,03

$$E > 0,8$$

$$N_R = 10$$

$$V_f = 2,03 \text{ m/s}$$

Mais d'après les fiches techniques de la batterie d'aéroréfrigérants (A - 106 A/F) donnée par le constructeur, on a :

$$N_R = 6$$

$$V_f = 3,8 \text{ m/s}$$

On va continuer notre calculs avec ces données

❖ Quantité de chaleur échangée (Q) :

$$Q_{naphta} = M * C_p (T_1 - T_2)$$

$$Q_a = m_a * C_a * (t_2 - t_1)$$

$$\text{Avec } Q_{naphta} = Q_a$$

Q : Quantité de chaleur échangée, kcal/h

M : Débit massique du Naphta, kg/h

m_a : Débit massique d'air, kg/h

T_1, T_2 : Températures d'entrée et de sortie du GPL

t_2, t_1 : Températures d'entrée et de sortie de l'air

C_p : Chaleur spécifique du Naphta,

C_a : Chaleur spécifique de l'air,

$$Q_{naphta} = M * C_p (T_1 - T_2)$$

$$Q_{naphta} = 398481 * 0,5732 * (124,5 - 50)$$

$$Q_{naphta} = 17,01E+6 \text{ Kcal/h}$$

❖ Température de l'air à la sortie (t_2) :

$$Q = V_f \cdot 1038 \cdot F_a (t_2 - t_1) \text{ d'où } t_2 = \frac{Q}{F_a \cdot 1038 \cdot V_f} + t_1$$

F_a : Surface faciale, m²

V_f : Vitesse faciale de l'air, m/s

$$t_2 = 58,29 \text{ °C}$$

❖ Débit massique d'air de réfrigération (m_a) :

$$m_a = \frac{Q}{(t_2 - t_1) * C_a}$$

$$m_a = 17,01E+6 / (60,9 - 37) \cdot 0,2406$$

$$m_a = 2958085,95 \text{ kg/h}$$

Le coefficient de film côté air " h_{air} " à la condition de service donné par la formule de E.BRIGGS et E .YOUNG :

$$h_{air} = \frac{Nu \times \lambda_a}{d_0}$$

$$Nu = 0,134 \times Re^{0,681} \times Pr^{1/3} \times (e/l)^{0,2} \times (e/t)^{0,1134} \times A_t/A_0$$

A_t : Surface totale des tubes compris les ailettes, \overline{m}^2

A_0 : Surface totale des tubes nus, m^2

e : Espacement entre ailettes, m

l : Hauteur de l'ailette, m

t : Epaisseur de l'ailette, m

❖ Nombre de Reynolds:

$$Re = \frac{d_0 \cdot G_{max}}{\mu}$$

Avec G_{max} est la vitesse massique au niveau de la surface ailetée:

$$G_{max} = \frac{m \cdot V_m}{F_A \cdot V_f} \quad \text{avec : } \frac{V_m}{V_f} = 2$$

$$G_{max} = 9,12 \text{ kg/s.m}^2$$

$$Re = 12234,1$$

❖ Nombre de Prandtl:

$$Pr = \frac{c_a \cdot \mu_a}{\lambda_a} \quad \text{avec :}$$

λ_a : Conductivité thermique de l'air ,Kcal/h.m.c

μ_a : Viscosité dynamique de l'air, kg/m.s

$$Pr = 0,70$$

Donc on trouvent :

$$Nu = 514,17$$

$$h_{air} = 469,5071 \text{ kcal/h. m}^2 \cdot \text{c}$$

IV -2-4- Calcul du coefficient de transfert de chaleur coté tubes (Naphta)

Au niveau de la batterie d'aéroréfrigérants A-106 A/F elle n'est y a pas de changement de phase, le produit (Naphta) est juste refroidi jusqu'à la température de 50 °C donc les paramètres à calculés seront les suivants :

1. la chaleur échangée.
2. la différence de température logarithmique moyenne.

3. le coefficient de transfert de chaleur du Naphta.
4. la surface d'échange.
 - ❖ la chaleur échangée

$$Q_{naphta} = M * C_p (T_1 - T_2)$$

$$Q_{naphta} = 398481 * 0,5732 * (124,5 - 50)$$

$$Q_{naphta} = 17,01E+6 \text{ Kcal/h}$$

- ❖ Différence de température logarithmique moyenne (DTLM)

On calcule la DTLM d'un échangeur à contre-courant

$$\Delta T_1 = T_1 - t_2 = 124,5 - 58,29$$

$$\Delta T_1 = 66,20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_1 = 50 - 37$$

$$\Delta T_2 = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$DTLM = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

$$DTLM = 32,68 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- ❖ le coefficient de transfert de chaleur du Naphta

Dans notre cas et pour un régime turbulent, l'utilisation de l'équation de « Sieder et Tête » nous permet de calculer le coefficient de transfert de chaleur dans les tubes.

$$Nu = 0,027 \times Re^{0,8} \times Pr^{1/3} \times (\mu / \mu_t)^{0,14}$$

En considérant : $(\mu / \mu_t) = 1$ donc

$$Nu = 0,027 \times Re^{0,8} \times Pr^{1/3}$$

$$h_i = \frac{Nu \times \lambda}{d_i}$$

- ❖ Nombre de Reynolds : Régime d'écoulement

$$Re = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu}$$

$$G_t = \frac{M}{a_t}$$

M : Débit massique du Naphta.

a_t : Section de passage du Naphta dans les tubes.

μ : Viscosité du Naphta.

G_t : vitesse massique du Naphta dans les tubes des l'aeroréfrigérants.

$$a_t = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot N_T}{4 \cdot N_p}$$

N_p : Nombre de passe.

N_T : Nombre des tubes.

Donc

$$a_t = 0,17 \text{ m}^2$$

$$G_t = 639,05 \text{ kg/s. m}^2$$

$$Re = 5,53 \cdot 10^4 > 10^4$$

Donc : le régime d'écoulement de la charge est un régime turbulent.

❖ Nombre de Prandtl:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \text{ avec :}$$

λ : Conductivité thermique du Naphta ,Kcal/h.m.c

μ : Viscosité dynamique du Naphta, kg/m.s

$$Pr = 0,0015$$

Donc on a

$$Nu = 0,027 \times (5,53 \cdot 10^4)^{0,8} \times (0,0015)^{1/3}$$

$$Nu = 19,59$$

$$h_i = \frac{19,59 \times 0,0946}{0,0226}$$

$$h_i = 82,01 \text{ kcal/h. m}^2 \cdot \text{c}$$

❖ Calcul du coefficient de transfert " U " :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{air}} + \frac{1}{h_i} \cdot \left(\frac{d_0}{d_i}\right) + R_{air} + R_m \cdot \left(\frac{d_0}{d_i}\right)$$

$$U = 62,12504 \text{ kcal/h. m}^2 \cdot \text{c}$$

❖ la surface d'échange

$$Q = A \cdot U \cdot \text{DTLM} \quad \text{donc}$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot \text{DTLM}}$$

$$A = 8377,4 \text{ m}^2$$

IV-2-5-Calcul des pertes de charge**IV-2-5-1- Pertes de charge coté tubes**

Pour calculer les pertes de charge il faut tous d'abord calculer la longueur de tube équivalent par la relation :

$$L = \frac{A}{\pi \cdot d_0 \cdot N_{t/r} \cdot N_f}$$

$N_{t/r}$: Nombre de tubes par rangée

N_f : Nombre de faisceaux

$$L = 243,14 \text{ m}^2$$

Les pertes de charge seront calculer à la base du formule

$$\Delta P = \frac{4 \cdot F \cdot G^2 \cdot L}{2 \cdot \rho \cdot d_i}$$

F : facteur de friction

$$\text{Avec } F = 0,046 \cdot (Re)^{-0,2}$$

$$F = 0,0051$$

$$\Delta P = 0,69 \text{ bar}$$

IV-2.5.2. Pertes de pression de l'air à travers le faisceau (Pa)

$$\Delta P_a = \frac{f_a \cdot G_{max}^2 \cdot N_R}{\rho_a^{3,7}}$$

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

N_R : Nombre de rangées

d_r : Diamètre racine ($d_r = d_0$), m

S_t : Pas des tubes, m

G_{max} : Vitesse massique maximale de l'air, kg/m²h

μ_{air} : Viscosité de l'air, kg / m . h

f_a : Facteur de d'altitude pour la densité de l'air

Donc on trouvent

$$f_a = 0,378$$

$$\Delta P_a = 171,28 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_a = 0,0017 \text{ bar}$$

IV -2-6-Puissance du ventilateur (P_f)

la puissance du ventilateur sera calculer avec la formule :

$$P_f = \frac{Q_a \cdot P_t}{\eta_m \cdot \eta_v}$$

Avec

Q_a : Volume d'air réel par ventilateur, m^3/s

η_m, η_v : Efficacité de l'entraînement et du ventilateur ($m=0.95$ et $v=0.65$)

$$P_t = P_d + \Delta P_a$$

P_d : Pression de l'air dynamique à travers l'anneau du ventilateur, Pa

ΔP_a : Pertes de pression de l'air à travers le faisceau, Pa

$$P_d = \frac{\rho_a^{37} \cdot V_v^2}{2}$$

Avec

ρ_a^t : Densité de l'air dans les conditions du ventilation, kg/m^3

V_v : Vitesse de l'air à travers l'anneau du ventilateur, m/s

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

S_v : Section du ventilateur, m^2

$$S_v = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4}$$

d_v : Diamètre du ventilateur, m

On trouve que :

$$S_v = 14,24 \text{ m}^2 \text{ et } V_v = 8,49 \text{ m/s}$$

$$P_t = 211,08 \text{ Pa}$$

Donc on trouvent

$$P_f = 41,34 \text{ Kw}$$

Il est recommandé d'adopter un facteur de sécurité de 10% sur la puissance.

Cette dernière doit tenir compte du fonctionnement hiver en aspirant le même débit volumique d'air.

$$P_i = P_f \cdot 1,12 \cdot \frac{273 + t_1}{273 + t_0}$$

t_1 : Température d'entrée de l'air, °C

t_0 : Température minimale en hiver, $t_0 = 1 \text{ °C}$

Donc

$$P_i = 52,93 \text{ kw}$$

Tableau IV. 4 Principaux résultats calculés dans le cas desing (température ambiante 37°C)

caractéristiques	Naphta	Air
Débit, kg/h	398481	3058481,48
Température d'entrée, °C	124,5	37
Température de sortie, °C	50	60,14
Perte de charge, bar	0,16	0,0015
Chaleur échangée, kcal/h	17010556,17	
Surface d'échange calculé, m ²	1213,74	
Puissance du ventilateur, k w	51,32	

IV.2.7. Etude de l'influence de la température ambiante sur le taux de marche de l'unité

On remarque d'après le tableau au dessous que pendant les mois Juillet , Août et septembre une réduction du taux de marche de l'unité U-100 est inévitable pour maintenir l'unité en marche tous ça à cause du température haute de stockage Naphta.

Tableau IV. 5 Les principales causes des arrêts et perturbation pour la raffinerie RA2K

Mois	Date			Causes des arrêts et perturbations	Causes	
	Du	Au	Durée (jour)		Interne	Externe
Janvier	1	31	31,0	Réduction du taux de charge à 88% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X
Février	1	29	29,0	Réduction du taux de charge à 88% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X
Mars	1	21	20,5	Réduction du taux de charge à 71% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X
	21	22	1,5	Arrêt : intervention sur ligne de drainage mamelon ballon 100-V-201	X	
	22	23	1,0	Arrêt : chute de tension électrique (Sonalgaz)		X
	23	31	8,0	Réduction du taux de charge à 76% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X
Avril	1	30	30,0	Réduction du taux de charge à 77% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du		X

				TRC		
Mai	1	31	31,0	Réduction du taux de charge à 83% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X
Juin	1	19	18,25	Réduction du taux de charge à 89% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X
	19	19	0,25	Arrêt : chute de tension électrique (Sonalgaz)		X
	19	30	11,5	Réduction du taux de charge à 89% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X
Juillet	1	31	31,0	Réduction du taux de charge à 84% en moyenne, suite température stockage Naphta élevée	X	
Aout	1	31	31,0	Réduction du taux de charge à 85% en moyenne, suite température stockage Naphta élevée	X	
Septembre	1	15	14,0	Réduction du taux de charge à 85% en moyenne, suite température stockage Naphta élevée	X	
	15	30	16,0	Arrêt programmé		
Octobre	1	29	29,5	Arrêt programmé		
	29	31	1,5	Fonctionnement à 63% en moyenne		
Novembre	1	30	30,0	Fonctionnement à 95% en moyenne		
Décembre	1	31	31,0	Réduction du taux de charge à 89% en moyenne, suite au manque de condensat au niveau du TRC		X

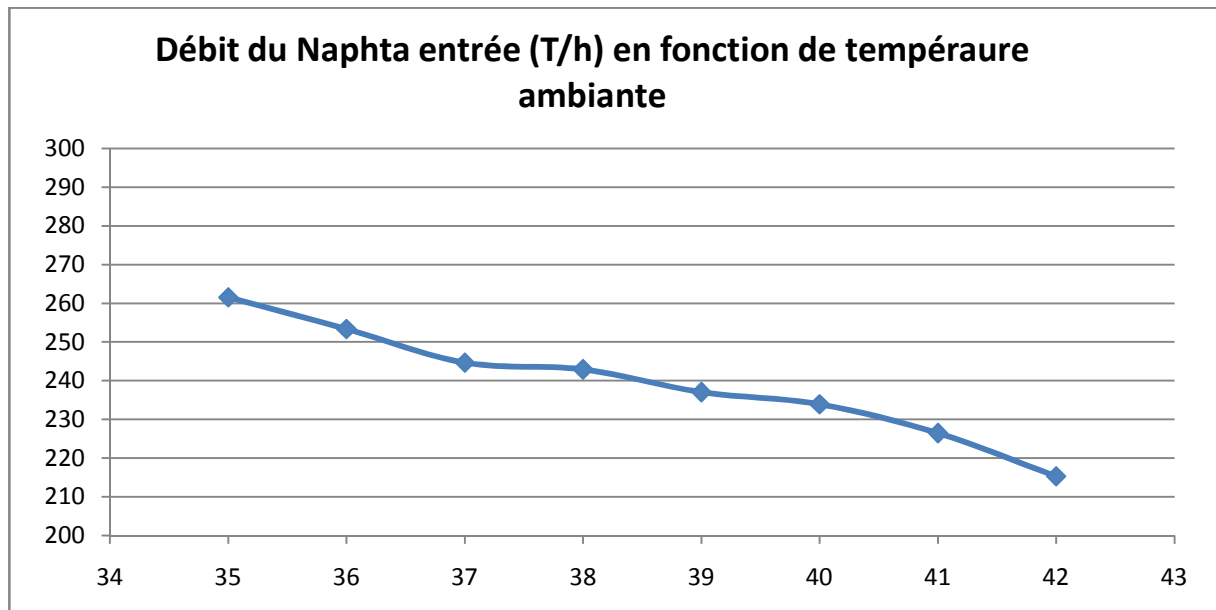
Dans ce cas, nous avons mis en évidence par le calcul l'impact de la température ambiante sur le refroidissement du Naphta dans la batterie d'aéroréfrigérants A-106 A/F. Le programme élaboré sur "Excel" permet de calculer pour chaque température, allant de 35°C jusqu'à 41°C, le débit du Naphta à refroidir, les pertes de charge, la puissance du ventilateur et le taux de marche de l'unité.

Les principaux paramètres de l'unité sont influencés par le changement de ce paramètre important, qui conditionne le fonctionnement de l'aéroréfrigérants, sont regroupés dans le tableau suivant :

Tbleau IV. 6 Influence de la temérature ambiants sur les principaux paramètres de l'unité

Température ambiante (°C)	Débit Naphta entrée (T/h)	Taux de marche (%)	Pertes de charge coté tube (bar)	Puissance de ventilateur (kW)
35	261,54	83,19	0,072	51,25
36	253,38	82,25	0,068	51,28
37	244,68	80,83	0,063	51,32
38	242,91	78,52	0,062	51,35
39	237,02	77,28	0,059	51,38
40	233,92	70,21	0,058	51,41
41	226,43	68,43	0,054	51,43
42	215,34	63,56	0,049	51,46

L'évolution des paramètres (débit du Naphta, taux de marche, perte de charge, puissance) sont représentée graphiquement au-dessous.

**Figure IV .1** : le débit du Naphta en fonction de température ambiante

On remarque qu'une augmentation de la température ambiante entraîne une diminution du débit de Naphta à refroidir à cause de diminution de la capacité à refroidir de la batterie aéroréfrigérant A - 106 A/F

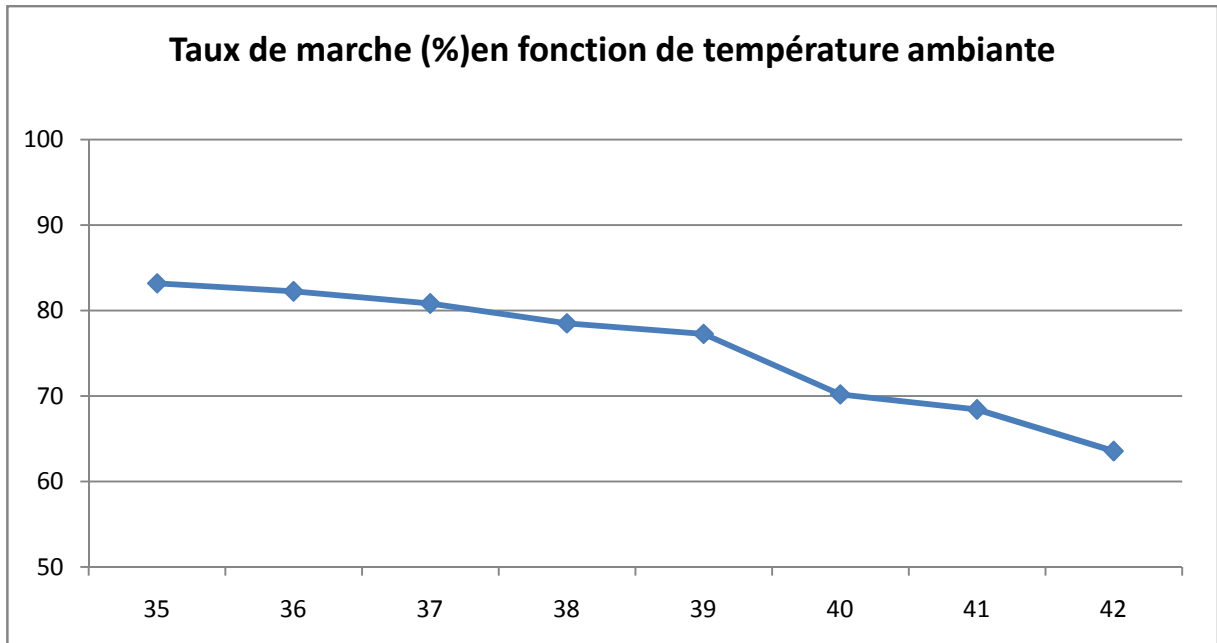


Figure IV.2 : le taux de marche en fonction de température ambiante

Le taux de marche dépend de la température ambiante, en effet et avec l'élévation de cette dernière, le débit du Naphta à refroidir diminue graduellement ce qui implique la réduction du débit de la charge traité et donc du taux de marche d'unité U-100

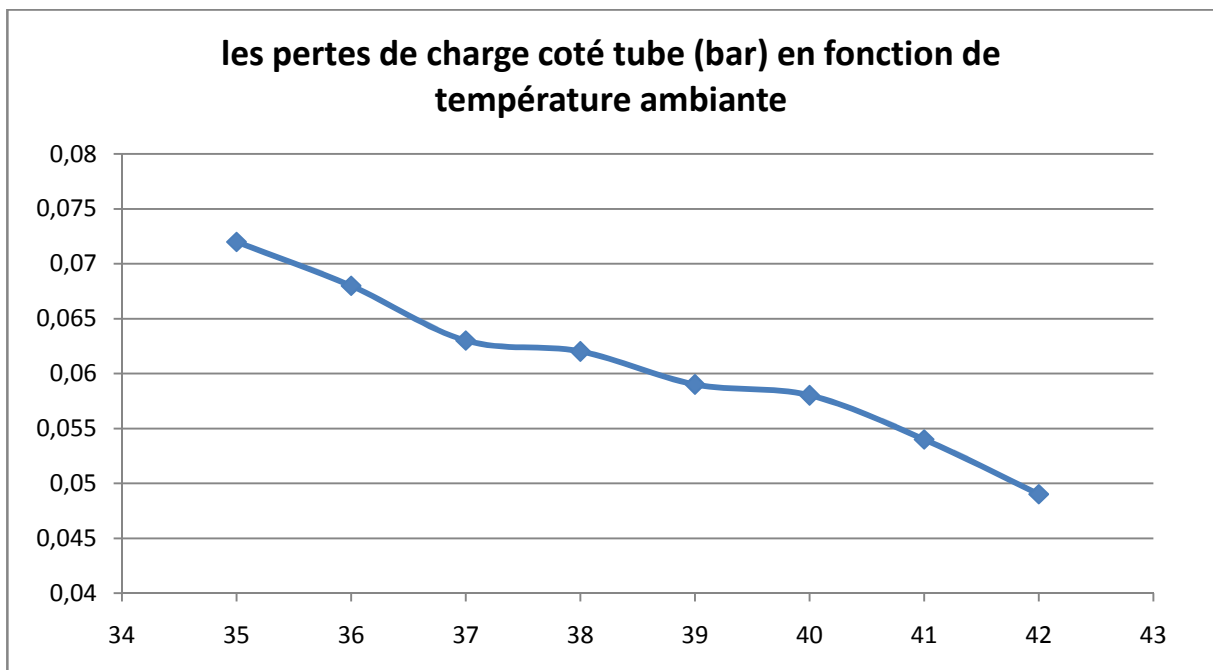


Figure IV.3: les pertes de charge en fonction de température ambiante

On remarque qu'une augmentation de la température ambiante engendre une diminution des pertes de charge puisque les pertes de charge dans les tube sont fonction du débit du Naphta à refroidir, avec l'augmentation de la température ambiante on va réduire le débit du Naphta et donc les pertes de charge sera diminue

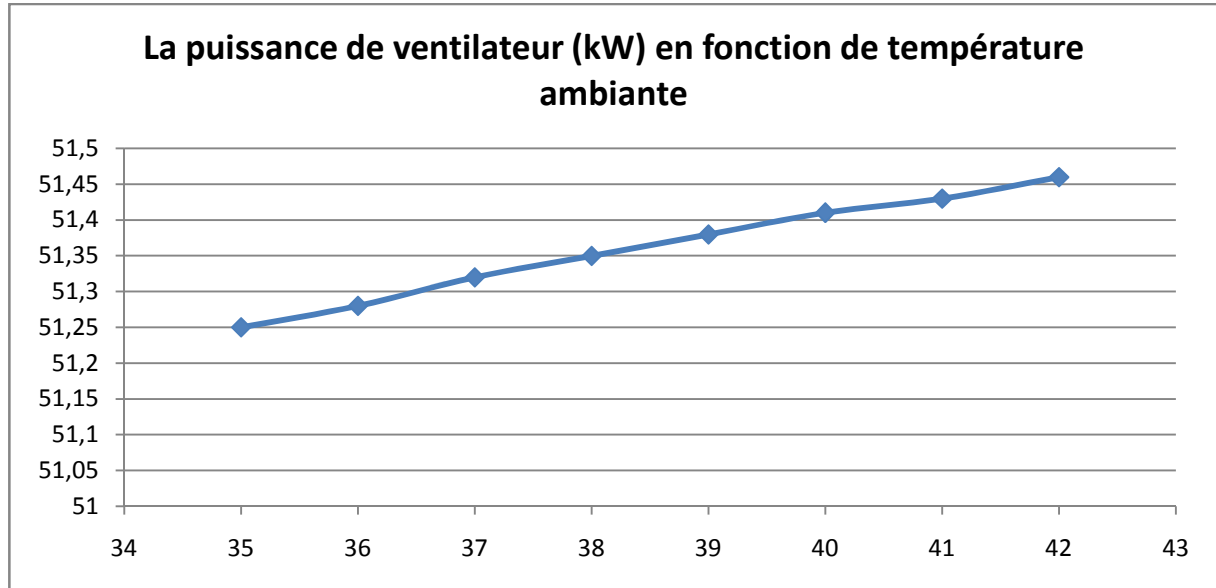


Figure IV.4 : la puissance de ventilateur en fonction de température ambiante

La puissance du moteur installée n'est pas suffisante pour assurer le débit d'air qu'il faut pour refroidir la Naphta . L'évolution de cette puissance en fonction de la température montre qu'elle dépasse 51,32 Kw, Alors que la puissance installée est de 28,8 Kw.

IV.3.dimensionnement de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérants pour le cas "été" avec une température moyenne de 42°C

En se référant aux données météorologiques, la température maximum pendant les trois mois juillet, Août et septembre "40°C".

Dans le cas de la présente étude, on prendra comme température de calcul de l'air la valeur de "42°C".cette dernière représente la valeur maximum de l'intervalle de température donné en été (l'état extrême). Plus deux degrés de sécurité pour prendre en compte les sources de chaleur locales.

IV.3.1.Estimation

❖ Estimation du coefficient de transfert global

$$U_{\text{estm}} = 70 \frac{BUT}{hft^2F^0}, \text{d'après l'annexe (C)}$$

$$\text{Donc } U_{\text{estm}} = 341,76 \frac{\text{kcal}}{\text{h.m}^2.\text{c}^0}$$

❖ **Température de l'air estimée à la sortie**

On a $U_{\text{estm}} = 133 \frac{\text{BUT}}{\text{hft}^2\text{F}^0}$ donc d'après le graphe 01 (annexe D) la courbe optimum discontinue on tire :

Nombre de rangée de tube $N_R = 6$ rangées

La vitesse faciale recommandée $V_F = 2,75 \text{ m/s}$

On trouve :

$$\frac{\Delta t_{\text{air}}}{\Delta t_m} = 0.84$$

On utilisant :

$$\frac{\Delta t_{\text{air}}}{\Delta t_m} = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t_m} = 0.84, \quad \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} = \frac{124,5 - 50}{124,5 - 42} = 0.90$$

Et d'après le graphe 02 (annexe D) on tire :

$$\frac{\Delta t_{\text{air}}}{T_1 - t_1} = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = 0.27$$

$$t_2 = 0.27(T_1 - t_1) + t_1 = 0.27(124,5 - 42) + 42 = 64,27^\circ\text{C}$$

Donc

$$t_2 = 64,27^\circ\text{C}$$

❖ **Différence de température logarithmique moyenne**

$$\text{On a } \frac{\Delta t_{\text{air}}}{\Delta t_m} = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t_m} = 0.84$$

$$\text{Donc } \Delta t_m = \frac{t_2 - t_1}{0,84}$$

$$\Delta t_m = 26,51^\circ\text{C}$$

Cette température peut être calculée à partir des températures d'entrée et de sortie des deux fluides (Naphta et l'air)

$$\Delta T_1 = T_1 - t_2 = 124,5 - 64,27$$

$$\Delta T_1 = 60,22^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_1 = 50 - 42$$

$$\Delta T_2 = 8^\circ\text{C}$$

$$\text{DTLM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$\text{DTLM} = 25,87^\circ\text{C}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}, \quad r = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

$$N_p = 3$$

Donc $R = 3,34$ et $r = 0,27$

F est trouvé graphiquement (l'annexe B)

$$F = 0,955$$

La DTLM corrigée est

$$DTLM_{corrigée} = DTLM \cdot F$$

$$DTLM_{corrigée} = 24,70 \text{ °C}$$

❖ **Surface d'échange estimée ($A_{estimé}$)**

$$A_{estimé} = \frac{Q}{U_{estimé} \cdot DTLM}$$

$$A_{estimé} = \frac{17,01 \cdot 10^6}{341,76 \cdot 26,51}$$

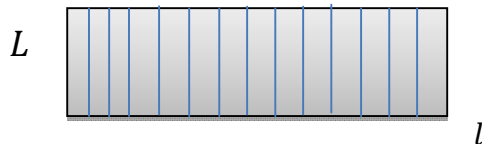
$$A_{estimé} = 1877,53 \text{ m}^2$$

❖ **Surface faciale (F_A)**

$$F_A = 0,9 \cdot \frac{A}{N_R} = 0,9 \cdot \frac{1877,53}{6}$$

$$F_A = 312,92 \text{ m}^2$$

❖ **Rectangle d'implantation**



Longueur d'un tube : $L = 12,5 \text{ m}$

Largeur totale des cellules : l

$$l = \frac{F_A}{L} = \frac{312,92}{12,5} = 25,03 \text{ m}$$

❖ **Nombre de cellules à installer pour la nouvelle batterie**

$$N_c = \frac{l}{l_c}$$

l_c : largeur de la cellule.

$$N_c = \frac{25,03}{5,40} \text{ donc } N_c = 4,63 \text{ d'ou } 5 \text{ cellules}$$

Donc : La batterie d'aéroréfrigérants actuelle comporte trois cellules (section) , d'où l'ajout deux autres.

IV.3.2.vérification thermique

❖ Nombre de tubes total

$$N_T = N_{t/r} \cdot N_R \cdot N_{f/c} \cdot N_c$$

N_T : Nombre de tube total

$N_{t/r}$: Nombre de tubes par rangée

N_R : Nombre de rangée

$N_{f/c}$: Nombre de faisceau par cellule (section)

N_c : Nombre de cellules

Donc

$$N_T = 2160 \text{ tubes}$$

❖ Surface d'échange installé

$$A_0 = \pi \cdot d_0 \cdot L \cdot N_T$$

$$A_0 = 2153,41 \text{ m}^2$$

❖ Surface faciale installée

$F_A = l_c \cdot L \cdot N_c$ les nombres des cellules

$$F_A = 5,40 \cdot 12,5 \cdot 5$$

$$F_A = 337,5 \text{ m}^2$$

IV.3.3.Pertes de charge

IV.3.3.1. Pertes de charge coté tubes

$$\Delta P_t = N_p \cdot \rho \cdot U^2 \left(f_t \cdot \frac{L}{d_i} + 2 \right)$$

U : vitesse à l'intérieur des tubes, m/s

$$U = \frac{G_t}{\rho}$$

f_t : facteur de friction, fonction du nombre de Reynolds (graphiquement)

$$f_t = 0,0145$$

$$\Delta P_t = 0.067 \text{ bar}$$

IV.3.3.2.Pertes de pression de l'air à travers le faisceau (Pa)

$$\Delta P_a = \frac{f_a \cdot G_{max}^2 \cdot N_R}{\rho_a^{37}}$$

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

N_R : Nombre de rangées

d_r : Diamètre racine , m

S_t : Pas des tubes, m

G_{max} : Vitesse massique maximale de l'air, kg/m^2h

μ_a : Viscosité de l'air, $kg/m \cdot h$

f_a : Facteur de d'altitude pour la densité de l'air

Donc on trouve

$$f_a = 0,43$$

$$\Delta P_a = 86,22 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_a = 0,0008 \text{ bar}$$

IV.3.4. Puissance du ventilateur (P_f)

la puissance du ventilateur sera calculée avec la formule :

$$P_f = \frac{Q_a \cdot P_t}{\eta_m \cdot \eta_v}$$

Avec

Q_a : Volume d'air réel par ventilateur, m^3/s

$$Q_a = (F_a \cdot V_f) / N_v$$

η_m, η_v : Efficacité de l'entraînement et du ventilateur ($m=0.95$ et $v=0.65$)

$$P_t = P_d + \Delta P_a$$

P_d : Pression de l'air dynamique à travers l'anneau du ventilateur, Pa

ΔP_a : Pertes de pression de l'air à travers le faisceau, Pa

$$P_d = \frac{\rho_a^{37} \cdot V_v^2}{2}$$

Avec

ρ_a^t : Densité de l'air dans les conditions de la ventilation, kg/m^3

V_v : Vitesse de l'air à travers l'anneau du ventilateur, m/s

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

S_v : Section du ventilateur, m^2

$$S_v = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4}$$

d_v : Diamètre du ventilateur, m

On trouve que :

$$Q_a = 92,81 m^3/s S_v = 14,24 m^2 \text{ et } V_v = 8,49 m/s$$

$$P_d = 22,93 Pa$$

$$P_t = 109,16 Pa$$

Donc on trouve

$$P_f = 16,40 Kw$$

Il est recommandé d'adopter un facteur de sécurité de 10% sur la puissance.

Cette dernière doit tenir compte du fonctionnement hiver en aspirant le même débit volumique d'air.

$$P_i = P_f \cdot 1,12 \cdot \frac{273 + t_1}{273 + t_0}$$

t_1 : Température d'entrée de l'air, °C

t_0 : Température minimale en hiver, $t_0 = 1 \text{ °C}$

Donc

$$P_i = 21,12 kw$$

Tbleau IV. 7 Principaux résultats calculés dans le cas température ambiant 42°C

caractéristiques	Naphta	Air
Débit, kg/h	398481	3611101,52
Température d'entrée, °C	124,5	42
Température de sortie, °C	50	61,60
Perte de charge, bar	0,067	0,0008
Chaleur échangée, kcal/h	17010556,17	
Surface d'échange calculé, m^2	1899,64	
Puissance du ventilateur, k w	21,12	

IV.4. Calcul économique

IV.4.1. Estimation du manque à gagner en produits du RA2K

Le manque en produits du RA2K pendant les mois de Juillet , Août et 15 jours de Septembre où le taux de marche est limité à est donnée sur le tableau suivant:

Tableau 4-10: bilan d'évolution du manque en produits total du RA2K

Le mois	Juillet	Août	15 jours de Septembre
Le manque en produit total (T/mois)	46144,1	42221,73	41122,32

Le tableau suivant représente Le manque à produire de chaque produit pendant les mois de Juillet , Août et 15 jours de Septembre où le taux de marche est limité

Tbleau IV. 8 Bilan d'évolution du manque à produire de chaque produit

	Juillet	Août	15 jours de Septembre
Butane (tonnes)	558,34	510,88	497,58
Naphta (tonnes)	37990,44	34761,15	33856,01
Kérosène (tonnes)	4674,39	4277,06	4165,69
LGO et HGO (tonnes)	2920,92	2672,63	2603,04

Donc on calcule le cout du manque à gagner par ici :

❖ **Le manque à gagner de chaque produit**

1- Butane

$$Q_1 = 558,34 + 510,88 + 497,58$$

$$Q_1 = 1566,8 \text{ tonnes}$$

2- Naphta

$$Q_2 = 37990,44 + 34761,15 + 33856,01$$

$$Q_2 = 106607,6 \text{ tonnes}$$

3- Kérosène

$$Q_3 = 4674,39 + 4277,06 + 4165,69$$

$$Q_3 = 13117,14 \text{ tonnes}$$

4- LGO et HGO

$$Q_4 = 2920,92 + 2672,63 + 2603,04$$

$$Q_4 = 8196,59 \text{ tonnes}$$

❖ **Les prix des produits**

1-Butane

$$P_1 = 380 \text{ Dollars / t}$$

2- Naphta

$$P_2 = 408,93 \text{ Dollars / t}$$

3- Kérosène

$$P_3 = 476,25 \text{ Dollars / t}$$

4- LGO et HGO

$$P_4 = 488 \text{ Dollars / t}$$

❖ **Le coût global**

$$Q_{total} = (Q_1 \cdot P_1) + (Q_2 \cdot P_2) + (Q_3 \cdot P_3) + (Q_4 \cdot P_4)$$

$$Q_{total} = 54437404 \text{ Dollars}$$

IV.4.2 Estimation du coût de la modification

❖ **Coût estimé pour les deux cellules ajouter à l'aéroréfrigérants A-106 A/F**

Le fonctionnement à un taux de marche maximale nécessite une surface supplémentaire

$$A_{sup} = A_{42} - A_{37}$$

$$A_{sup} = 2153,41 - 1292,04$$

$$A_{sup} = 861,37 \text{ m}^2$$

Le coût de l'aéroréfrigérants estimé (faisceaux, charpente, équipements) basé sur la surface d'échange est obtenu tel que prix d'un Foot $Ft^2=44$ Dollars (annexe G)

Pour des tubes de 12,5 m de long il faut multiplier le prix par le facteur 0,9 donc

$$Ft^2=39,6 \text{ Dollars}$$

On a $1 \text{ m}^2 = 10,76 Ft^2$ donc on trouve le prix d'un $m^2=426,09$ Dollars

Pour une surface d'échange supplémentaire de $685,89 \text{ m}^2$, le coût équivalent est :

$$P_1 = \text{prix d'un } m^2 \times A_{sup}$$

$$P_1 = 426,09 \times 861,37$$

$$P_1 = 367021,1 \text{ Dollars}$$

❖ **Le coût estimé des prix des moteurs électriques**

La puissance du moteur installé est de 21,12 kW. Ce qui nous donne le prix suivant:

$$\text{On a } 1 \text{ kW} = 1,35 \text{ ch}$$

$$\text{et } 1 \text{ Euro} = 1,06 \text{ Dollars}$$

Donc la puissance d'un moteur en cheval est 28,51 ch

D'après l'annexe (G) en déduire le prix d'un moteur antidéflagrant = 8480 Dollars

$$P_2 = \text{prix d'un moteur} \times \text{le nombre de moteurs}$$

$$P_2 = 8480 \times 4$$

$$P_2 = 33920 \text{ Dollars}$$

❖ **Le coût total estimé de l'aéroréfrigérant**

$$P_T = P_1 + P_2$$

$$P_T = 367021,1 + 33920$$

$$P_T = 400941,1 \text{ Dollars}$$

IV.5. Interprétation des résultats

❖ **Interprétation des résultats du design et le calcul vérificatif**

- Un point d'interrogation concernant la vitesse faciale de l'air et le nombre de rangé donner par le constructeur , puisque la vitesse faciale de l'air est en fonction de le nombre de rangée et d'après les tableaux de choix il faut prendre pour six (6) rangés une vitesse faciale de 2,75 m/s par contre le constructeur prend une vitesse faciale de 3,8 m/s.
- D'après l'expérience du staff qui gère l'unité U-100 on peut dire que :
 - 1- Le constructeur fait une faute d'implantation des batteries aéroréfrigérants par rapport l'orientation du vent ;puisque on a dans la plus part du temps un vent de sud et avec l'implantation du batterie aéroréfrigérants A-106 A/F juste à coté des batteries aéroréfrigérants A-101 A/H et A-102 A/B , à cause de sa on aura une malle évacuation de l'air chaude générer par les aéroréfrigérants A-101 A/H et A-102 A/B et donc on a le phénomène du recirculation de l'air chaude au niveau de la batterie A-106 A/F.
 - 2- Aussi par expérience on remarque que la batterie aéroéfrigérants A-106 A/F travail comme il faut même en été (température ambient maximale) si on a le vend du nord (coté du mère) au contraire du vent du sud , se qui nous donne une probabilité que le constructeur ne tien pas compte tous les donnés météorologiques pendant l'étape de dimensionnement.
- la surface d'échange calculée coïncide pratiquement à celle installée .ce qui revient à dire qu'une augmentation de la température ambiante de quelques degrés aura une influence notable sur la condensation

$$A_{installer} = 1292,04 \text{ m}^2$$

$$A_{calculer} = 1213,74 \text{ m}^2$$

- La valeur de la surface que nous avons trouvée confirme l'existence d'une surface supplémentaire prévue par le constructeur pour conforter les problèmes

d'encrassement et la corrosion de certains tubes et assurer une longue période de fonctionnement du batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F . Cette surface et de 78,3 m² elle représente 6% de la surface totale qui est 1292,04 m²

$$S = \left(\frac{A_{installer} - A_{calculer}}{A_{installer}} \right) \cdot 100$$

$$S = 6,05 \%$$

La sécurité prise sur la surface d'échange est suffisante.

- les pertes de charge calculée cotée tubes sont inférieures à celles données par le design

$$\Delta P_{design} = 0,30 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{calculer} = 0,16 \text{ bar}$$

- la puissance du ventilateur installée n'est pas suffisante pour assurer le débit d'air nécessaire pour la refroidissement du Naphta en comparaison avec celle trouvée par le calcul de vérification.

$$P_{installer} = 28,8 \text{ kW}$$

$$P_{calculer} = 51,32 \text{ kW}$$

- Donc on peut dire que la batterie d'aéroréfrigérants A-106 A/F ne peut pas assurer la bonne refroidissement du Naphta dans les conditions du design, une augmentation de la température ambiante conduira impérativement à une mauvaise refroidissement du Naphta et donc à une augmentation du température de stockage Naphta , ce qui engendre la limitation du taux de marche pendant la période d'été.

❖ Interprétation des résultats d'estimation de la nouvelle batterie

La batterie d'aéroréfrigérants actuelle comporte trois cellules, d'où l'ajout deux (2) autres.. Les caractéristiques de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérants représentent l'extension de l'ancienne batterie avec les modifications suivantes:

- La surface d'échange nécessaire pour atteindre un taux de marche maximale à 100% pour une température ambiante de l'air de 42°C (l'état extrême de dimensionnement) est :

$$\text{La surface calculer est } A_{calculer} = 1899,64 \text{ m}^2$$

La surface installer est $A_{installer} = 2153,41 \text{ m}^2$

La surface d'échange supplémentaire à rajouter est de :

$A_{supp} = 861,37 \text{ m}^2$ c.-à-d. quatre (4) nouveau faisceaux

- les pertes de charge calculée cotée tubes et coté air sont inférieures à celles données par le design

$$\Delta P_{design} = 0,30 \text{ bar}$$

$$\Delta P_{tube} = 0,067 \text{ bar}$$

$$\Delta \mathcal{L}_{air} = 86,22 \text{ Pa}$$

Les pertes de charge du Naphta dans les tubes dans le cas de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérants sont plus faibles que celles admissibles dans l'ancienne batterie (0.16 bar). Cela est du à l'augmentation de la surface d'échange pour le même débit du Naphta

- la puissance du ventilateur installée sera suffisante pour assurer le débit d'air nécessaire pour la refroidissement du Naphta en comparaison avec celle trouvée pour la nouvelle batterie dimensionner.

$$P_{installer} = 28,8 \text{ kW}$$

$$P_{dimensionner} = 21,12 \text{ kW}$$

Donc il faut rajouter quatre (4) nouveau ventilateur avec une puissance de $P_{dimensionner} = 21,12 \text{ kW}$ Pour chaque moteur avec les six (6) anciens ventilateurs.

❖ **Interprétation de résultats du calcul économique**

D'après ce calcul économique, l'investissement pour la modification proposée sera amorti en un temps très court, puisque le cout de la modification (environ 400 milles Dollars) représente un petit pourcentage du manque à gagner (environ 54 millions Dollars). Une étude technico-économique détaillé est recommandée.

Conclusion générale

Conclusion générale

Pendant la période d'été, la raffinerie de topping de condensât RA2K, présente un problème de refroidissement du Naphta au niveau de la batterie d'aéroréfrigérants A-106 A/F.

Ceci engendre une diminution du taux de marche de l'unité U-100 (réduction de la charge traité et donc de débit du Naphta traité).

La batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/f a été dimensionnées sur la base d'une température de l'air ambiant de 37°C, alors que pendant les trois mois chauds de l'année (juillet, Août et septembre) cette dernière est notamment élevée. Pour trouver une solution à ce problème, nous avons suivi les étapes suivantes :

- ❖ Vérification de la batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F pour le cas design ;
- ❖ Etude de l'influence de la température ambiante sur les paramètres opératoires de la batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F ;
- ❖ Dimensionnement d'une nouvelle batterie aéroréfrigérant pour un taux de marche de l'unité U-100 à 100% et une température de l'air ambiant de $T = 42$ °C.

Concernant le cas design (température ambiante 37°C), le calcul de vérification a montré que les batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F peuvent assurer leur fonctionnement à la limite de température de design (37°C), une légère augmentation de la température ambiante conduira impérativement à une mauvaise refroidissement du Naphta et donc à une augmentation du température de stockage Naphta, ce qui engendre la limitation du taux de marche.

Pour fonctionner avec un taux de marche maximum du design, les calculs de dimensionnelle ont montré que la batterie d'aéroréfrigérants actuelle comporte trois cellules, d'où l'ajout deux (2) autres.

Les caractéristiques de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérants représentent l'extension de l'ancienne batterie avec les modifications suivantes:

- ❖ Une surface d'échange supplémentaire de $A_{supp} = 861,37 \text{ m}^2$;
- ❖ La nouvelle vitesse faciale de l'air $V_f = 2,75 \text{ m/s}$ pour six (6) rangées de tubes ;
- ❖ a puissance du ventilateur installée sera suffisante pour assurer le débit d'air nécessaire pour la refroidissement du Naphta en comparaison avec celle trouvée pour la nouvelle batterie dimensionner.

$$P_{installer} = 28,8 \text{ kW}$$

$$P_{dimensionner} = 21,12 \text{ kW}$$

En comparaison avec le manque à gagner en produits finis(environ 54 millions Dollars), le coût estimé de la modification (deux nouvelles cellules et quatre nouvelles ventilateurs, environ 400 milles Dollars), peut être amorti en un temps très court.

En conclusion on peut dire qu'avec la nouvelle batterie d'aéroréfrigérants, l'unité pourra fonctionner à sa capacité maximale dans les conditions d'été (température de l'air ambiant plus de 42°C).

Les aéroréfrigérants sont souvent les équipements de process les plus négligés. Pour garantir la disponibilité, la fiabilité et accroître la durée de vie des aéroréfrigérants et afin de compléter la présente étude, nous proposons les recommandations suivantes :

- ❖ La comparaison entre le manque à gagner en produits finis et le coût estimé de la modification, a montré que l'investissement peut être amorti en un temps très court ;
- ❖ Le calcul économique détaillé de la modification à réaliser est établi et prouve la rentabilité du projet ;
- ❖ Résoudre les problèmes du refroidisseur à eau E-115 A/B en série avec la batterie d'aéroréfrigérants A-106 A/F ;
- ❖ Une inspection et une maintenance régulières sont des opérations indispensables pour la bonne fonctionnement des aéroréfrigérants puisque des composants internes endommagés, encrassés, usagés peuvent occasionner des nuisances , dégradent le rendement et donc l'efficacité de notre installation ;
- ❖ Faire un nettoyage général des ailettes ,spécialement pour les ailettes situés en bas des faisceaux (on remarque par l'œil que les ailettes sont encrassés par la poussière) ;
- ❖ Donner des instructions aux personnes de faire attention pendant les travaux de maintenances pour protéger les ailettes situées en haut des faisceaux (on remarque beaucoup des ailettes endommagées ;chaque ailette endommagée c-a-d une surface d'échange thermique perdue

Bibliographie

- [1] :Jean-Luc Battaglia, Andrzej Kusiak, Jean-Rodolphe Puiggali INTRODUCTION AUX TRANSFERTS THERMIQUES Cours et exercices corrigés
- [2] :COURS DE TRANSFERTS THERMIQUES Conduction et rayonnement Philippe Marty 2012-2013 version 9 Juillet 2012
- [3] :A. MEKHACHE « ECHANGEURS DE CHALEUR » IAP - SKIKDA NOVEMBRE 2007
- [4] :<https://www.f-legrand.fr/scidoc/srcdoc/sciphys/thermo/conduction2/conduction2-pdf.pdf>
- [5] :https://energetique.uae.ma/formations/cours_informations/cours/cours_kharbouch/cours_convection_lf_2019.pdf
- [6] :<https://www.technologuepro.com/cours-transfert-thermique/chapitre-3-convection-thermique.pdf>
- [7] : Mémoire sur Etude et dimensionnement d'un Aéroréfrigérant air/huile
En remplacement de l'aéroréfrigérant air/eau pour la turbine MS 3002
- [8] : cours sur les échangeurs de chaleurs de M. BOUSSAID
- [9] : A.P.I. Standard 661, "Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services."
- [10] : P. WUITHIER, Raffinage & Génie Chimique : Tome II, Editions TECHNIP, 1972,
- [11] : Dr. M. Masri, Equipements d'échange thermique, IAP Institut Algérien du Pétrole, 2013
- [12] : M. A. GRANGE TECHNIP Aéro-réfrigérants (Centre des études supérieures de raffinage et de génie chimique).

ANNEXES



HAMON D'HONDT s.a.

1524 rue de la Paix
59970 Fresnes/Escaut
FRANCE
Phone : (33) 327-28-44-28
Fax : (33) 327-28-44-00
E-mail : mail.HDH@hamon.com



DOCUMENT N°: 12819-46/1 Document nr:	FEUILLE 1 Sheet	DE 2 of	Bureau Emetteur DCO Issued by
---	------------------------------	----------------------	--

TITRE DU DOCUMENT : TITLE OF DOCUMENT : TYPE D'APPAREIL : EQUIPMENTS : CODE APPLICABLE : CODE : CLIENT : PURCHASER : PROJET : PROJECT : IMPLANTATION : PLANT : N° ITEM : ITEM : N° COMMANDE CLIENT : PURCHASE ORDER No. : N° AFFAIRE HDH : HDH JOB N° :	SPECIFICATION D'AEROREFRIGERANT AIR COOLED HEAT EXCHANGER DATA SHEET NAPHTA AIR COOLER ASME VIII DIV 1 / DPP ALGERIENNE - ALGERIAN DPP CPECC / SONATRACH SC1 - TOPPING DE CONDENSATS SKIKDA 100-A-106 P35-EQ-0010 12815
---	---

Bon pour execution
Date : *du 7/6/07*
Signature : *X. Heuriant*

REV.	DATE	PREPARE	VERIFIE	APPROUVE	DESCRIPTION
REV.	DATE	PREPARED	VERIFIED	APPROVED	DESCRIPTION
1	07/06/2007	XHD <i>cl.</i>	AM <i>[Signature]</i>	CJ <i>cl.</i>	FOR CONSTRUCTION
0	28/11/2006	XHD <i>cl.</i>	AM	CJ	Issue with Order
E	24/11/2006	XHD <i>cl.</i>	AM	CJ	Issue with Bid

1	rev		Date	By	Check	Visa		Si units	Date :	07/06/07	rev
2	0	28/11/06	XHD	AM					Rev :	1	
3	1	07/06/07	XHD	AM					Doc. No. :	12819-46/1	
4									Item n° :	100-A-106	
5											
6											
7											
8											
9											
10											
11											
12											
13											
14											
15											
16											
17											
18											
19											
20											
21											
22											
23											
24											
25											
26											
27											
28											
29											
30											
31											
32											
33											
34											
35											
36											
37											
38											
39											
40											
41											
42											
43											
44											
45											
46											
47											
48											
49											
50											
51											
52											
53											
54											
55											
56											
57											
58											
59											
60											
61											
62											
63											
64											
65											
66											
67											
68											
69											
70											
71											
72											
73											

	PROJET TOPPING DE CONDENSAT----SKIKDA SC1 EQUIPMENT DATA SHEET		
	DOCUMENT No. : SC1-100-DS-EQ-1005	Rev. 1	

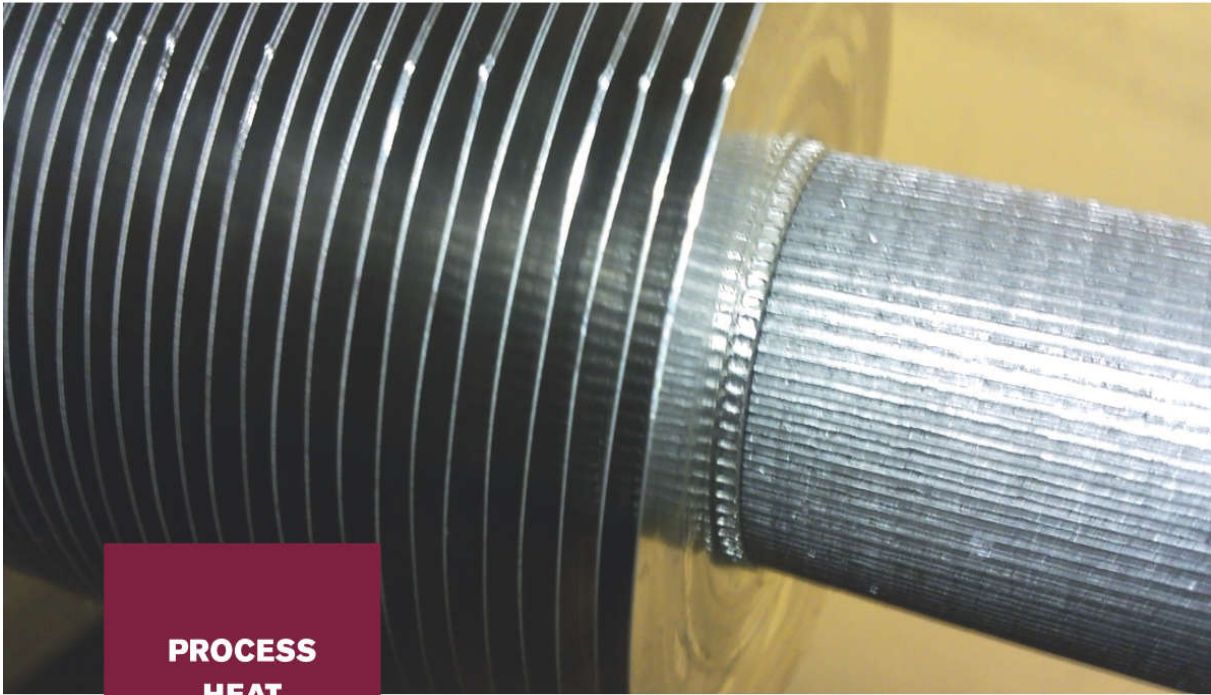
EQUIPMENT DATA SHEET
FOR
100-A-106 NAPHTHA AIR COOLER

REV.	DATE	DESCRIPTION	PREPARED	CHECKED	APPROVED
1	20-10-2006	Issue for Design	邓方义 唐逢一	庄肃青 胡庆均	武劲松 顾月章
0	21-07-2006	Issue for Design	邓方义 唐逢一	庄肃青 胡庆均	武劲松 顾月章
A	30-06-2006	Issue for Process Review	邓方义	庄肃青	武劲松

REV.	DATE	DESCRIPTION	PREPARED	CHECKED	APPROVED
1	20-10-2006	Issued for Design	邓方义 唐逢一	庄肃青 胡庆均	武劲松 顾月章
0	21-07-2006	Issued for Design	邓方义 唐逢一	庄肃青 胡庆均	武劲松 顾月章
A	30-06-2006	Issued for Review	邓方义	庄肃青	武劲松

EQUIPMENT PROCESS DATA					
GENERAL DATA	Location	Unit	Exchanger No.	Case identification	Equipment Name
Line No. 0.1	SKIKDA, Algeria	Condensate Topping Unit	100-A-106	(2)	Naphtha Air Cooler
Calculation type	Duty kW	Design Press. MPa(g)	Mech. cleaning required		
Design	17938(3)	135	Hot side no	Bundle orientation horizontal	
FLOW DATA					
Line No. 0.3	Fluid name Naphtha	Fluid code (1) 100	Fluid flow rate 1000 kg/hr 362.25(4)	Inlet temperature °C 124.54	Outlet temperature °C 50.0
PHYSICAL PROPERTIES (at inlet pressure) Not for fluid codes 101 and 301					
Line No. 0.4	Reference temperature °C 124.54	Density kg/m ³ 621.83	Specific heat kJ/kg.°C 2.5915	Viscosity (cP) mPa.s 0.1843	Thermal conductivity W/m.°C 0.0992
0.5	°C 50.0	Vaporization fraction weight 0.00	°C 107.5	°C 18.7	°C 18.7
0.6					
0.7					
0.8					
0.9					
1.0					
Notes:					
(1) Fluid code: 100=liquid; 300=condensing vapour; 301=condensing steam; 400=gas					
(2) Design case 1 -- Dairar Case C					
(3) A design margin of 10% on duty shall be applied.					
(4) Heat exchanger shall be able to operate at 110% of maximum flow rate(379150kg/h).					
(5) Tube length is 12m. The estimated number of bundles is six in parallel.					
(6) Steam out condition is 0.05MPa(g) and 275 °C.					
(7) The sizes of nozzle shall be decided with vendor.					
(8) Each bundle shall have 2 inch vent and drain connection.					
PROCESS FLUID DESIGN DATA					
Hydrogen service	no	Fans provided with	MPC(Manual Pitch Control)	%	Material
Very toxic service	no	Fans with VFD			SA179
Pour point	°C	Louvers	no		Header : SA516GR70+3mmCA
Freezing point	°C	Air heating facilities	no		Flins : Aluminium
AIR SIDE DESIGN DATA					
Air design temperature	37.0 °C	Action on control signal failure:			Tube Sheet : SA516GR70+3mmCA
Minimum air temperature	1.0 °C	- Fan pitch	minimum / maximum / lock up		
Fouling resistance air side	0.00017 m ² °C/W	- Louvers	open / close / lock up		
Relative humidity of the air	72 %	Action on power failure:			
Atmospheric pressure	1 bar(abs.)	- Louvers	open / close / lock up		

KLM[®] Finned Tubes



**PROCESS
HEAT
EXCHANGERS**

APPLICATIONS

The finned tubes designed by Hamon d'Hondt S.A. meet all the criteria for corrosion resistance required in such industrial sectors as:

- Oil refineries, chemical and petrochemical plants
- Natural gas compression stations
- Steel mills
- Steam condensation systems
- Household waste incineration plants
- With many other applications in the cooling systems of electrical transformers, in the railway and automotive industries

MANUFACTURING PROCESS

The aluminum strip is formed in the same manner as the standard "L" fin with an additional step of knurling the fin's foot to the tube. The knurling enhances both the mechanical contact and thermal transfer properties.

ADVANTAGES OF THE KLM fin system

- Full protection of bare tube against corrosion.
- Successfully tested at service temperatures up to 320 ° C.
- Unique combination of high thermal performance and stresses resistance with atmospheric corrosion protection.
- KLM can replace any type of finned tubes

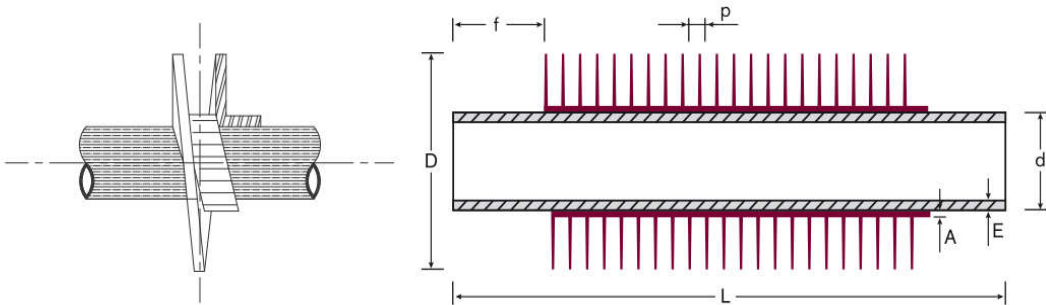


KLM® Finned Tubes

PRODUCTION RANGE OF KLM FINNS

Tube Quality	Tube OD mm (d)	Tube thickness mm (E)	Fin diameter mm (D)	No. Fins/m (p)	Strip quality	Strip thickness mm (A)	Length M (L)	Plain ends mm (f)
Precision Tubes	13 to 50.8	> 0.8 acc. To length and material	acc. To width of strip used	200 to 440	Aluminium 1050/1060	0.35 to 0.5	07 to 16	20 to 450
	10 to 50.8	> 0.8 acc. To length and material	acc. To width of strip used	200 to 500	Cu tinned copper	0.25 to 0.5	07 to 16	20 to 450

May be used at temperatures up to 320°C (608°F)



STANDARD OIL KLM FINNS

Tube dia. mm (d)	Fin dia. mm (D)	No. Fins per m (p)	No. Fins per in. (p)	Aluminium strip thickness 1050/1060 (A)	Min. tube thickness* before fins mm (E)
25.4	50.8	276-315-354-394-433	7-8-9-10-11	0.35-0.4	1.65
25.4	57.15	276-315-354-394-433	7-8-9-10-11	0.4-0.5	1.65
31.75	57.15	276-315-354-394-433	7-8-9-10-11	0.4-0.5	1.83
31.75	63.5	276-315-354-394-433	7-8-9-10-11	0.4-0.5	1.83
38.1	63.5	276-315-354-394-433	7-8-9-10-11	0.4-0.5	2.1
38.1	69.85	276-315-354-394-433	7-8-9-10-11	0.4-0.5	2.1

*Please ask for lower thickness

KLM can replace any kind of finned tubes L-G-Extruded.



HAMON D'HONDT
 1524, rue de la Paix
 59970 Fresnes sur Escaut
 France
 Tel: +33 3 27 28 44 28
 Fax: +33 3 27 28 44 00
 spares@hamon-dhondt.com

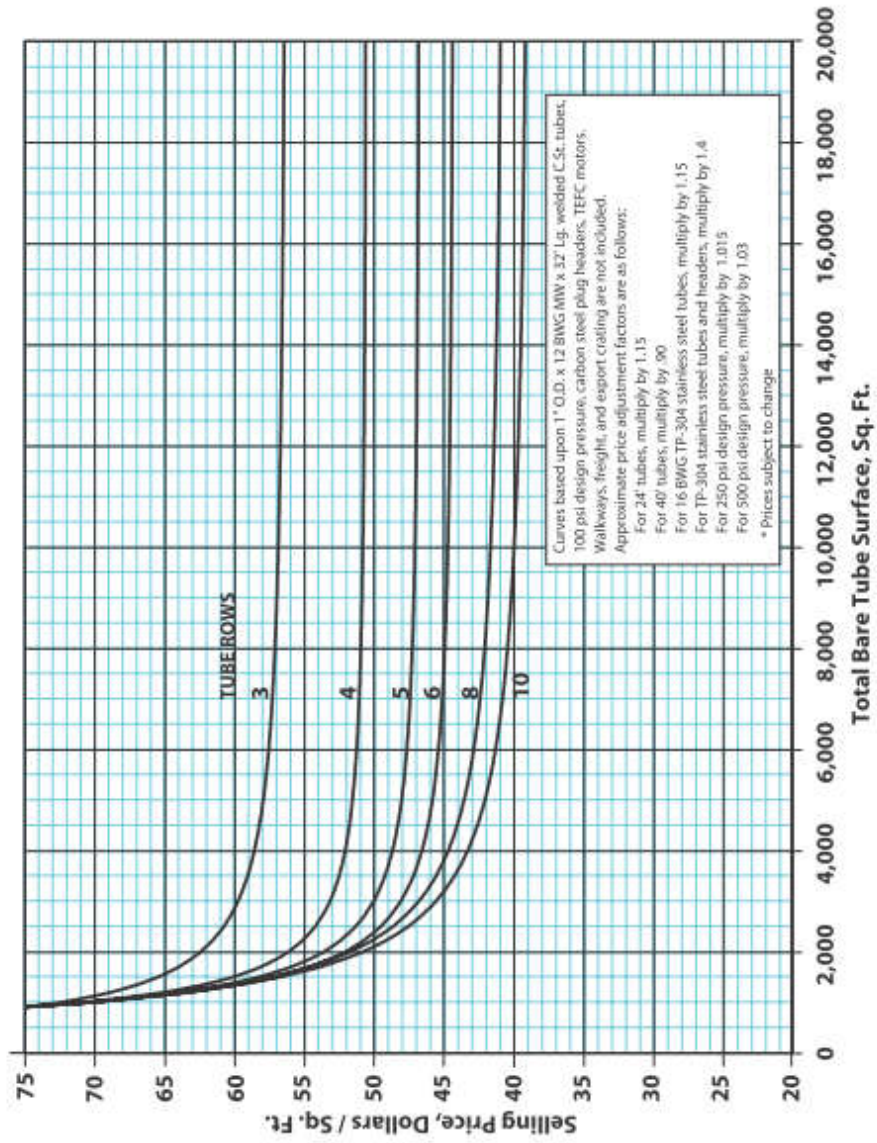
www.hamon.com



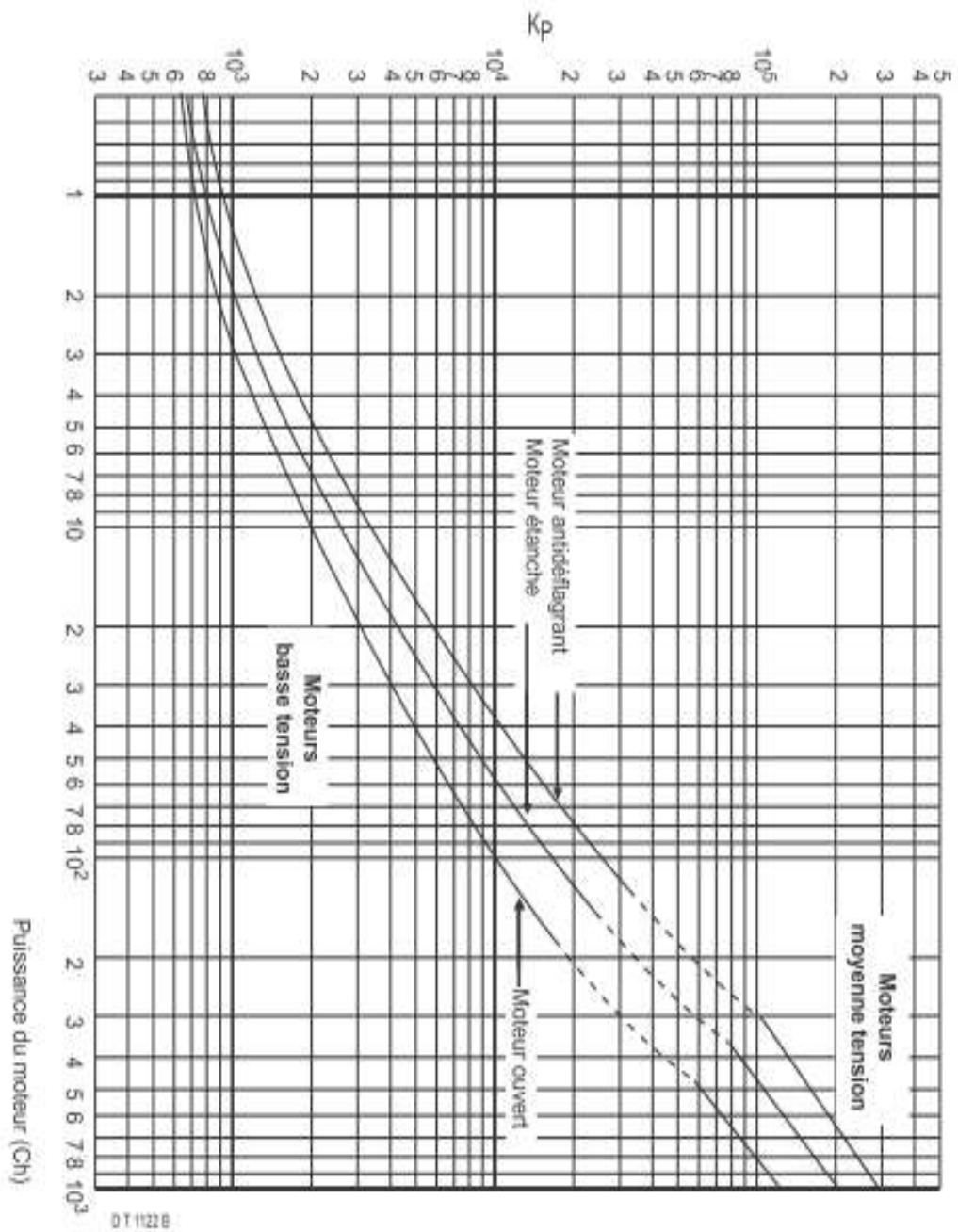
Unit Price As A Function Of Total Surface And Bundle Depth

Hudson Products Corporation • Sugar Land, Texas, USA

Figure 18



$$C_M (\text{Euro}) = K_p \times 0,4$$



DT 1122 B

Prix d'un moteur

Puissance du moteur (Ch)

Table 6
Typical Transfer Coefficients for Air-Cooled Heat Exchangers

Condensing service	U Btu/hr, ft ² , °F
Amine reactivator	90-100
Ammonia	100-120
Freon 12	60-80
Heavy naphtha	60-70
Light gasoline	80
Light hydrocarbons	80-95
Light naphtha	70-80
Reactor effluent—Platformers, Rexformers, Hydroformers	60-80
Steam (0-20 psig)	130-140
Still overhead—light naphthas, steam and non-condensable gas	60-70

la température en degré C	37
la température en degré K	310,15 273,15 96193,022
T2	5
T3	29834265, 93

coté air	
débit massique de Naphta M Kg/h	398481
La chaleur spécifique du Naphta kcal/kg.c	0,573
T1 c	124,5
T2 c	50

T4	925309757 8	la quantité de chaleur échanger Kcal/h	17010556,17
la conductivité thermique w/m.K	0,0269739 41	la vitesse faciale de l'air m/s	3,8
la conductivité thermique Kcal/h.m.c	0,0231934 08	nombre de section Ns	3
		longueur des tubes L (m)	12,5
		longueur d'une section l (m)	5,4
la viscosité dynamique kg/m.s	1,8936E-05	A0	1292,0472
		FA	202,5
la viscosité cinématique m2/s	1,66034E-05	t1	37
		t2	60,14890468
la chaleur spécifique j/kg.k	1005,9222 78	débit massique de l'air (ma) kg/h	3058481,486
la chaleur spécifique kcal/kg.c	0,2402604 08		
		les pertes de charge coté tube	
la masse volumique kg/m3	1,1040652 25	la vitesse m/s	0,97148112
humidite relative	0,72	Facteur de friction	0,0128
la pression en Pa	100000	la masse volumique du naphta kg/m3	657,81
		les pertes de charge DP (kg/m.s2)Pa	16910,61385
		les pertes de charge DP bar	0,169106139
		les pertes de charge coté air (Pa)	
		St m	0,0698
		Fa	0,392731537
		NR	6
		les pertes de charge DP Pa	150,2688431
		les pertes de charge DP bar	0,001502688

coté Naphta

Vm/Vf	2
Gmax	8,390896
dr (m)	0,0258
d0 (m)	0,0254
Re	11432,48
Pr	0,706168

espacement entre les ailettes (m) e	0,0019
la hauteur des ailettes (m) l	0,01578
épaisseur des ailettes (m) t	0,0004
At/A0	22,81
Nu	1234,031

le coefficient de film hair	1109,3
Kcal/h.m2.c	56

0,1732
0,8268
0,001909469

0,0044
0,021
0,001909091

ΔT_1	64,3511
ΔT_2	13
DTLM	32,10638
le facteur de correction F	0,965
DTLM corrigé	30,98266
diamètre interne di m	0,0226
nombre de tube Nt	1296
nombre de passes Np	3
α_t	0,173209

Gt kg/s.m2	639,05
μ kg/s.m	0,000261
Re	55335,36
λ kcal/h.m.c	0,0946

Cp	0,5732
Pr	0,001581

Nu	19,59376
----	----------

hi kcal/h.m2.c	1300,436
hi0	1157,081
Rair h.m2.c/kcal	0,0002
Rm h.m2.c/kcal	0,0001
1/U	0,002211
le coefficient de transfert (U) Kcal/h.m2.c	452,346

la surface d'échange totale (A) m2	1213,749
------------------------------------	----------

la puissance du ventilateur KW		
diamètre de ventilateur (dv)		4,26
m		
section du ventilateur (Sv)		14,245
m ²		87
Vitesse de l'air (vv) m/s		9,0026
		12
Volume de l'air (Qa) m ³ /s		128,25
		44,740
Pd	pa	6
		150,26
Pa	pa	88
		195,00
Pt	pa	94
		0,95
m		
v		0,65
		40501,
Pf	w(kg.m ² /s ³)	96
		40,501
Pf	kw	96
t0		1
		51,322
Pi	kw	19

R	3,2182
	95
r	0,2645
	59

	553,09
L/di	73
Jh	175

la température en degré C	42
la température en degré K	315,15
	273,15
	99319,522
T2	5
T3	31300547,
	52
T4	986436755
	0

la conductivité thermique w/m.K	0,0273535
la conductivité thermique Kcal/h.m.c	84
	0,0235198
	43

la viscosité dynamique kg/m.s	1,9161E-05
-------------------------------	------------

la viscosité cinématique m2/s	1,70714E-05
-------------------------------	-------------

la chaleur spécifique j/kg.k	1006,1893
------------------------------	-----------

coté air	
débit massique de Naphta M Kg/h	398481
La chaleur spécifique du Naphta kcal/kg.c	0,573
T1 c	124,5
T2 c	50

la quantité de chaleur échanger Kcal/h	17010556,17
--	-------------

la vitesse faciale de l'air m/s	2,75
nombre de section Ns	5
La longueur des tubes L (m)	12,5
La longueur d'une section l (m)	5,4
A0	2153,412
FA	337,5

t1	42
t2	61,601140
	13

débit massique de l'air (ma) kg/h	3611101,5
	22

	06
la chaleur spécifique kcal/kg.c	0,2403241 87

la masse volumique kg/m3	1,0807636 43
humidite relative	0,72
la pression en Pa	100000

les pertes de charge coté tube	
la vitesse m/s	0,5828886 72
Facteur de friction	0,0145
la masse volumique du naphta kg/m3	657,81
les pertes de charge DP (kg/m.s2)Pa	6718,2605 38
les pertes de charge DP bar	0,0671826 05
les pertes de charge coté air (Pa)	
St m	0,0698
Fa	0,4395688 32
NR	6
les pertes de charge DP Pa	86,225207 3
les pertes de charge DP bar	0,0008622 52

Vm/Vf	2
Gmax	5,9442
dr (m)	0,0258
d0 (m)	0,0254
Re	8003,7 77
Pr	0,7048 29

espacement entre les ailettes (m) e	0,0019
la hauteur des ailettes (m) l	0,0157 8
épaisseur des ailettes (m) t	0,0004
At/A0	22,81

coté Naphta	
ΔT_1	62,898 86
ΔT_2	8
DTLM	26,622 97
le facteur de correction F	0,955
DTLM corrigé	25,424 93
diamètre interne di m	0,0226
nombre de tube Nt	2160
nombre de passes Np	3
Q_t	0,2886 82

Gt kg/s.m2	383,43
μ kg/s.m	0,0002 61
Re	33201,

Nu	967,39
----	--------

le coefficient de film air Kcal/h.m2.c	881,89 38
--	--------------

0,1732	
0,8268	
0,001909469	e

0,0044	
0,021	
0,001909091	e

λ kcal/h.m.c	22 0,0946
--------------	--------------

Cp	0,5732
Pr	0,0015 81

Nu	13,020 83
----	--------------

hi kcal/h.m2.c	891,72 74
hi0	793,42 67
Rair h.m2.c/kcal	0,0002
Rm h.m2.c/kcal	0,0001
1/U	0,0028 39
le coefficient de transfert (U) Kcal/h.m2.c	352,19 85

la surface d'échange totale (A) m2	1899,6 4
------------------------------------	-------------

la puissance du ventilateur KW	
diamètre de ventilateur (dv) m	4,26
section du ventilateur (Sv) m2	14,245
Vitesse de l'air (Vv) m/s	87
Volume de l'air (Qa) m3/s	6,5150
Pd pa	92,812
Pa pa	5
Pt pa	22,936
m	97
v	86,225
Pf w(kg.m2/s3)	21
Pf kw	109,16
	22
	0,95
	0,65
	16407,
	47
	16,407

		47
t0		1
Pi	kw	21,126
		12

R	3,8007
	99
r	0,2375
	9

	553,09
L/di	73
Jh	120

MTD Correction Factors / 2 Pass-Cross Flow

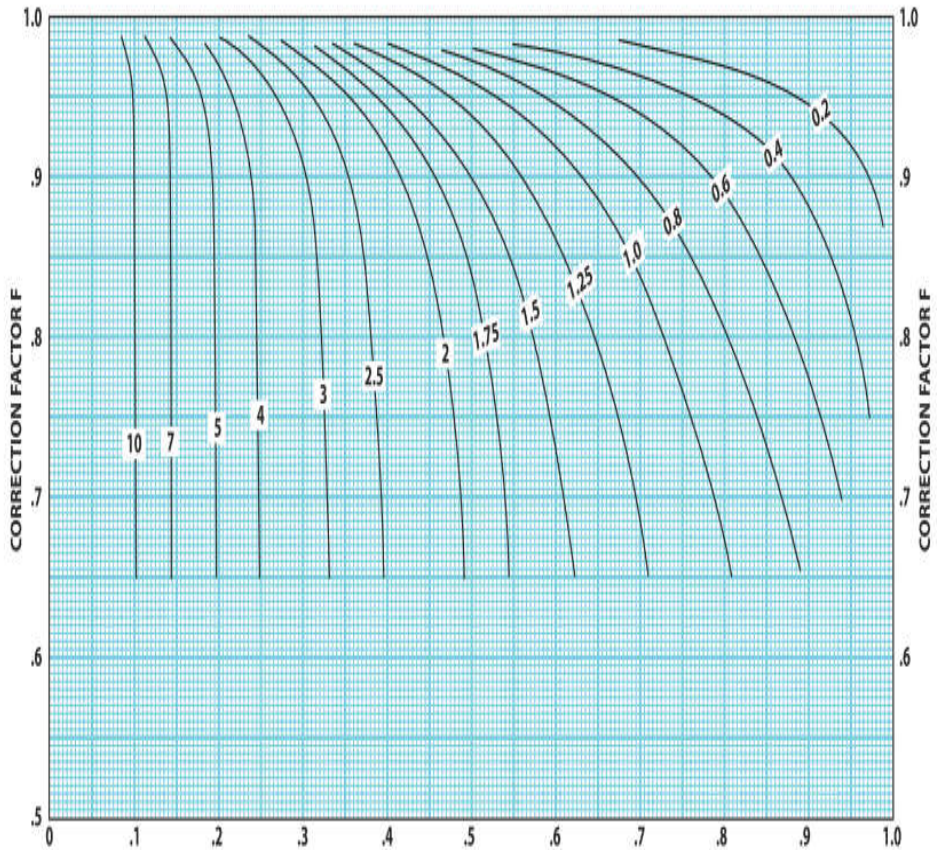
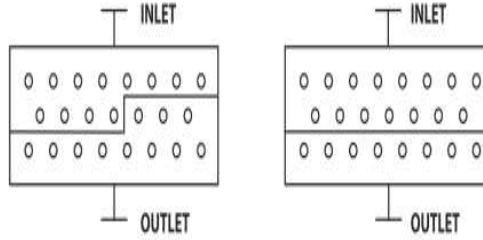
Hudson Products Corporation • Sugar Land, Texas, USA

Figure 10

NOMENCLATURE:

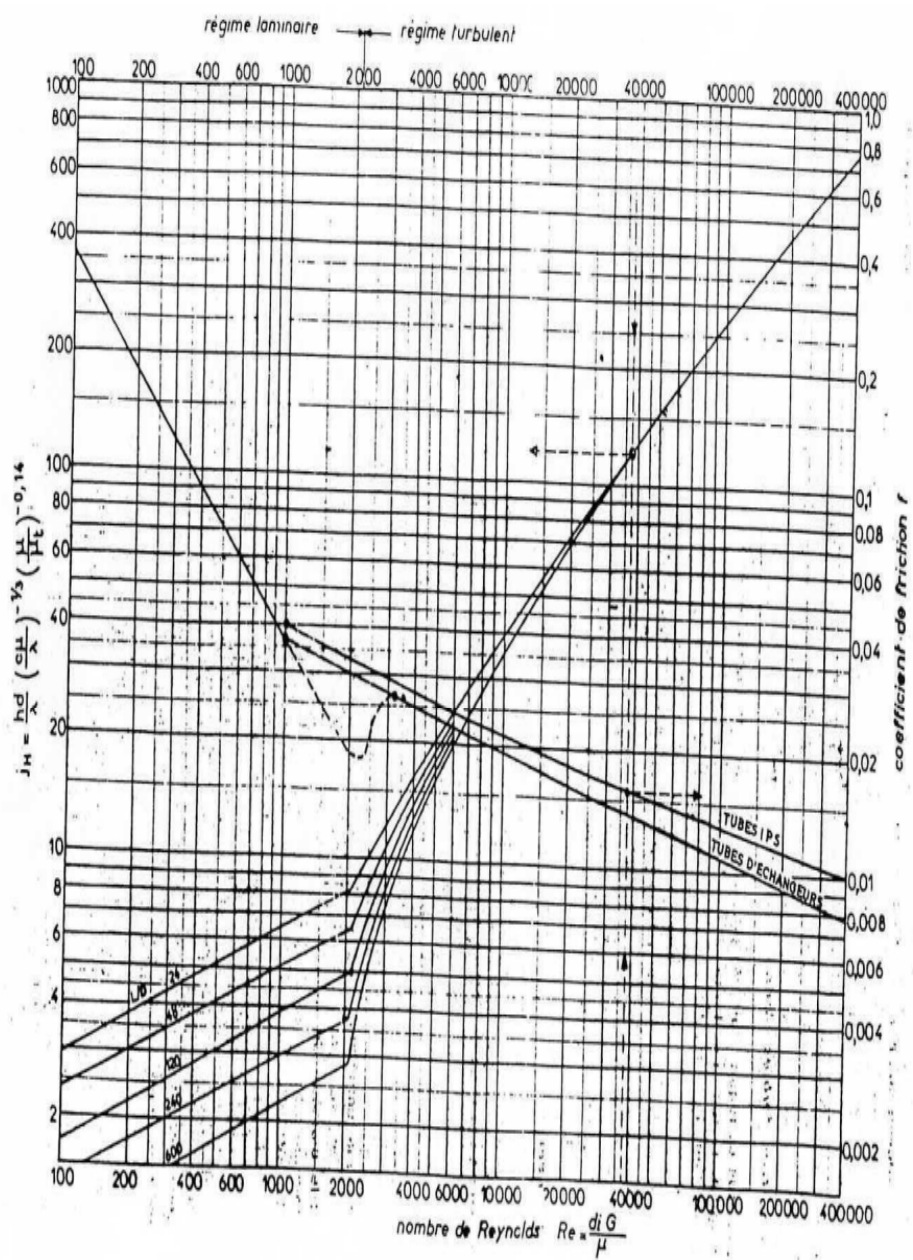
- T_1 = INLET TEMPERATURE TUBE SIDE
- T_2 = OUTLET TEMPERATURE TUBE SIDE
- t_1 = INLET TEMPERATURE AIR SIDE
- t_2 = OUTLET TEMPERATURE AIR SIDE

TYPICAL TUBE LAYOUTS

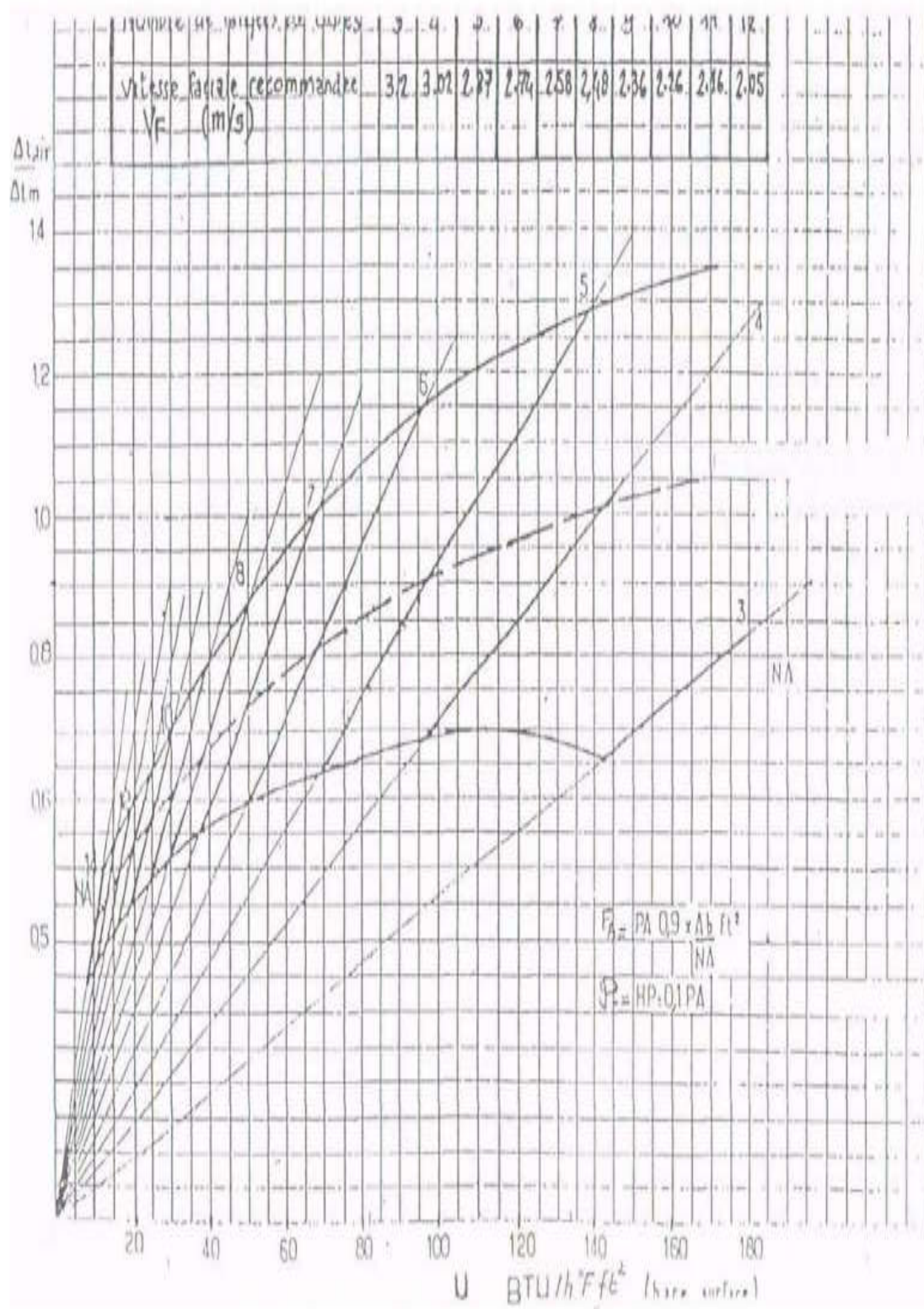


$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad r = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

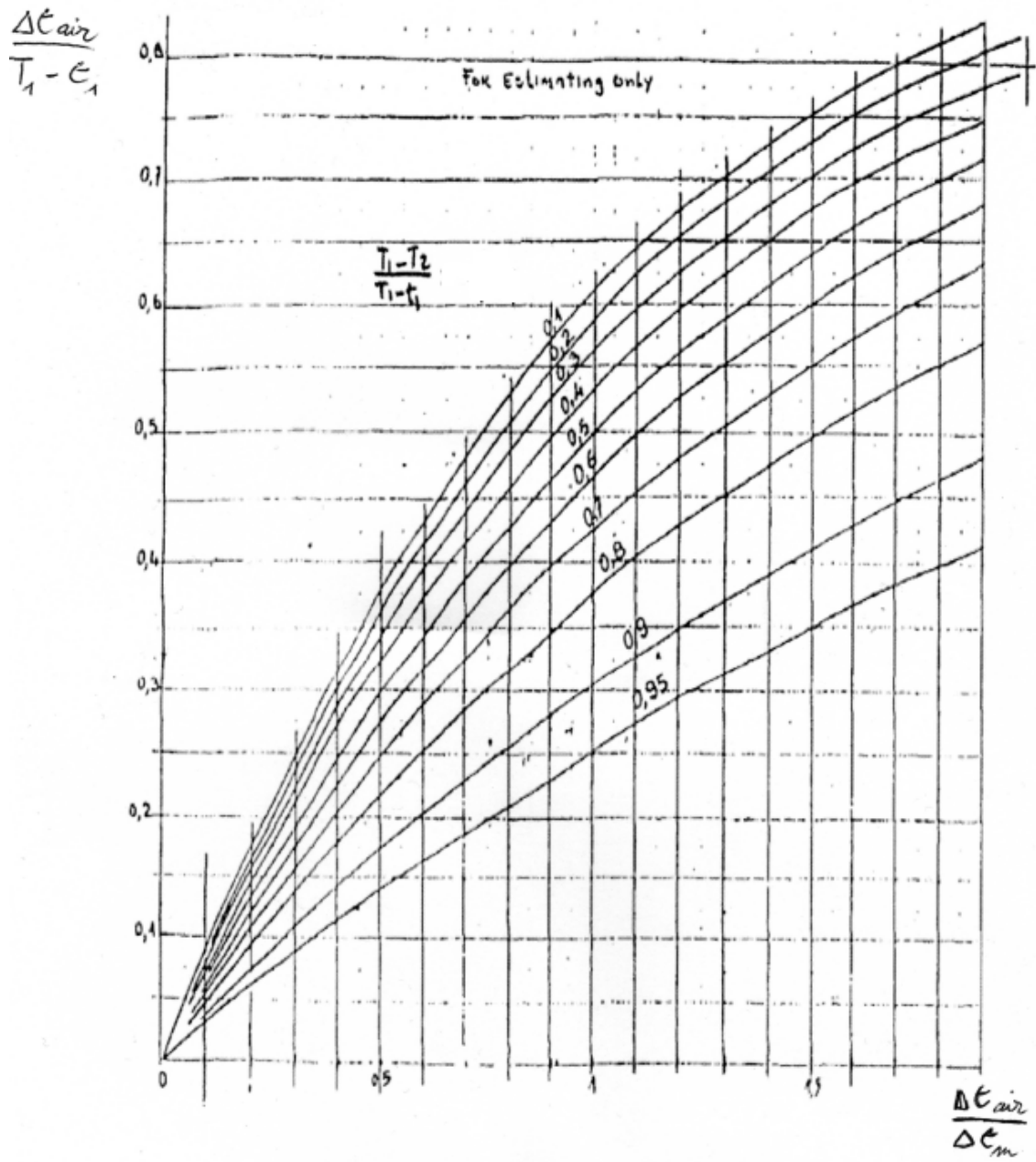
MTD CORRECTION FACTORS
2 PASS-COUNTER CROSS FLOW
BOTH FLUIDS UNMIXED



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



graphe 01



graphe 02