

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES

Faculté des Hydrocarbures et de la Chimie



Département Génie des Procédés Chimiques et Pharmaceutiques

## Mémoire de Master

Présenté par

**Mr KRIOUET Mohamed**

**Mr MADJAOUI Salah Eddine**

Filière : Hydrocarbures

Spécialité : Génie des Procédés-Raffinage

---

### Etude de performance et redimensionnement de la batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F de l'unité de Topping condensat de la Raffinerie de Skikda (RA2K)

---

Devant le jury :

<b>HADJARAB</b>	<b>Djamel</b>	<b>MAA</b>	<b>UMBB</b>	<b>Président</b>
<b>Mem. HAMMADOU</b>	<b>Souad</b>	<b>MCA</b>	<b>UMBB</b>	<b>Encadrente</b>
<b>Mme .BEDDA</b>	<b>Kahina</b>	<b>MCA</b>	<b>UMBB</b>	<b>Examineur</b>
<b>BENMEBRIOKA</b>	<b>Hafsa</b>	<b>MCA</b>	<b>UMBB</b>	<b>Examineur</b>

Année Universitaire : 2023/2024

## Résumé

En raison de la forte demande nationale en essences, l'Algérie a construit la raffinerie de topping de condensat RA2K à Skikda, avec une capacité annuelle de traitement de 5 millions de tonnes pour valoriser ce condensat. L'objectif de ce mémoire est d'optimiser et garantir le bon fonctionnement de l'unité U-100 (RA2K) durant la période d'été. Pour cela, nous avons opté pour la vérification de cas design initial à une température ambiante de 37°C, et de proposer une solution efficace pour la diminution fréquente de taux de marche ainsi que les variations des températures de Naphta. Alors, nous envisageons de redimensionner la batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F, et la connecter à une nouvelle batterie afin de maximiser le taux de marche maximal de l'unité.

## Abstract

Due to the high national demand for petrol, Algeria has built the RA2K condensate topping refinery in Skikda, with an annual processing capacity of 5 million tonnes, to upgrade this condensate. The aim of this thesis is to optimise and guarantee the smooth operation of unit U-100 (RA2K) during the summer period. To achieve this, we have opted to verify the initial design case at an ambient temperature of 37°C, and to propose an effective solution for the frequent reduction in operating rate and variations in Naphtha temperatures. We therefore plan to resize the A-106 A/F air-cool coil and connect it to a new coil in order to maximise the unit's maximum operating rate.

## ملخص

نظرًا لارتفاع الطلب الوطني على البنزين على المستوى الوطني، قامت الجزائر ببناء مصفاة سكيكدة 2 لتكرير المكثفات بطاقة معالجة سنوية تبلغ 5 ملايين طن لترقية هذه المكثفات. الهدف من هذه الأطروحة هو تحسين وضمان التشغيل السلس خلال فترة الصيف. ولتحقيق ذلك اخترنا التحقق من حالة التصميم الأولي عند درجة حرارة (RA2K) U-100 للوحدة محيطة تبلغ 37 درجة مئوية، واقترح حل فعال للتخفيض المتكرر في معدل التشغيل والتغيرات في درجات حرارة الناфта ولذلك فإننا نخطط لتغيير حجم بطارية تبريد الهواء 106 وتوصيله ببطارية جديد من أجل زيادة معدل التشغيل الأقصى للوحدة إلى أقصى حد .

## Les mots clés :

Naphta, refroidissement, taux de marche, batterie d'aéroréfrigérant, température ambiante.

## *Dédicaces*

*Avec l'expression de ma reconnaissance, je dédie ce modeste travail à ceux qui, quels que soient les termes embrassés, je n'arriverais jamais à leur exprimer mon amour sincère : à ma très chère mère et mon cher père*

*Ce modeste travail est le fruit de tous les sacrifices que vous avez déployés pour mon éducation.*

*A mes chères sœurs*

*A mes chers frères*

*Merci à toute ma famille, tous ceux qui sont chers, proches à mon cœur et à tous ceux qui m'aiment et qui auraient voulu partager ma joie.*

*Mohamed*

## *Dédicaces*

*Aujourd'hui, c'est avec honneur que je dédie ce mémoire,  
fruit de plusieurs années de labeur.*

*A mon cher père, pour ses encouragements, ses conseils et  
son amour éternel.*

*A ma très chère mère, pour sa tendresse, sa compréhension,  
sa patience et son soutien.*

*A mes frères : **Madani, Issam et Mohamed***

*A mes grands-mères : **Halima et Fatima***

*Comme je dédie ce travail à tous la famille **Medjaoui**, la  
famille **Remdan**, à tous mes amis et mes camarades de la  
promotion 2019 et à tous ceux que j'aime*

*Salah*

## *Remerciements*

*Du fond du cœur je tiens à remercier DIEU le tout puissant pour sa grande bénédiction et son immense*

*Miséricorde qui m'ont accompagné tout au long de mon Parcours scolaire et universitaire.*

*Un grand merci à Mme HAMMADOU, notre promotrice Pour sa disponibilité, ses encouragements et ses Conseils constructifs lors de l'élaboration de ce projet de fin d'étude.*

*Nous tenons aussi à exprimer nos profonds remerciements à nos enseignants de l'université de BOUMERDES*

*Nous adressons nos vifs remerciements à tous les personnels de l'unité RA2K à SKIKDA, pour l'accueil qu'ils nous ont réservé et le temps qu'ils nous ont consacré*

*Qu'ils trouvent ici le témoignage de ma profonde gratitude.*

# SOMMAIRE

## **LISTE D'ABREVIATION**

*Liste des tableaux*

*Liste des figures*

*Liste des annexes*

<b>INTRODUCTION GENERALE .....</b>	<b>- 1 -</b>
<b>I. CHAPITRE 01 : PRESENTATION DE LA RAFFINERIE DE SKIKDA « RA2K ».....</b>	<b>- 1 -</b>
1.1. INTRODUCTION : .....	- 2 -
1.2 ORGANISATION INTERNE .....	- 2 -
1.2.1. <i>Implantation du complexe Topping de condensat (RA2k)</i> .....	- 2 -
1.2.2. <i>Organisation du complexe Topping de condensat (RA2k)</i> .....	- 3 -
1.3. PRINCIPALES UNITES.....	- 3 -
1.3.1. <i>Unité de fabrication U-100</i> .....	- 3 -
1.3.1.1. <i>Train de réchauffement</i> .....	- 4 -
1.3.1.2. <i>Préfractionnement</i> .....	- 4 -
1.3.1.3. <i>Distillation atmosphérique</i> :.....	- 5 -
1.3.1.4. <i>Distillation sous vide</i> .....	- 6 -
1.3.1.5. <i>Section de stabilisation des essences</i> .....	- 7 -
1.3.1.6 <i>Section de propanisation</i> .....	- 8 -
1.3.1.7. <i>Section de séchage du butane</i> .....	- 8 -
1.3.2. <i>Unité de purification et de traitement du kérosène (U200)</i> .....	- 9 -
1.3.3. <i>Unité de stockage et transfert U-300</i> .....	- 10 -
1.3.4. <i>Système torche (Unité 400)</i> .....	- 10 -
1.3.5. <i>Unité des utilités U-500</i> .....	- 11 -
1.3.6. <i>Unité électrique</i> :.....	- 11 -
1.3.8. <i>Salle de Contrôle DCS</i> .....	- 12 -
<b>II. CHAPITRE 2 : LE TRANSFERT DE CHALEUR ET TECHNOLOGIE DES ECHANGEURS .....</b>	<b>- 1 -</b>
2.1. INTRODUCTION .....	- 13 -
2.2. DIFFERENTS MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR.....	- 13 -
2.2.1. <i>La conduction</i> .....	- 13 -
2.2.2. <i>La convection</i> .....	- 14 -
2.2.3. <i>Le rayonnement</i> .....	- 15 -
2.3. CARACTERISTIQUES DE FONCTIONNEMENT DES APPAREILS THERMIQUES .....	- 15 -
2.4. FACTEURS ESSENTIELS DE L'ECHANGE THERMIQUE.....	- 15 -
2.4.1. <i>Surface d'Échange</i> .....	- 15 -
2.4.2. <i>L'écart de température (<math>\Delta T</math>)</i> .....	- 16 -
2.4.3. <i>Les résistances au transfert (R)</i> .....	- 16 -
2.5. LES ECHANGEURS DE CHALEUR.....	- 16 -
2.5.2. <i>Types d'échangeur thermique</i> .....	- 16 -
2.6. CRITERES DE CLASSEMENT DES ECHANGEURS .....	- 19 -
2.6.1. <i>Classement technique</i> .....	- 19 -
2.6.2 <i>Classification par type de transfert de chaleur</i> .....	- 19 -

<b>III. CHAPITRE 03 : TECHNOLOGIES DE AÉRORÉFRIGÉRANTS .....</b>	<b>- 1 -</b>
3.1. TECHNOLOGIE DES AEROREFRIGERANTS .....	- 21 -
3.1.1 DESCRIPTION .....	- 21 -
3.1.2 <i>Le choix entre Aéroréfrigérant/réfrigérant à eau</i> .....	- 22 -
3.1.3 <i>Principe de fonctionnement</i> .....	- 22 -
3.1.3.1. Aéroréfrigérants à convection naturelle .....	- 23 -
3.1.3.2 Aéroréfrigérants utilisant un ventilateur .....	- 23 -
3.1.4. <i>Définition d'une cellule aéroréfrigérant</i> .....	- 25 -
3.4.3.1. Les faisceaux .....	- 26 -
3.1.5. <i>Assemblage et arrangements des faisceaux tubulaires</i> .....	- 28 -
3.1.6. <i>Les systèmes de ventilation</i> .....	- 30 -
3.1.7. <i>Chambres de distribution d'air « Plénums »</i> .....	- 30 -
3.1.8. <i>Structure</i> .....	- 31 -
3.1.8 <i>L'ensemble d'aéroréfrigérants</i> .....	- 31 -
3.1.9. <i>Le système de control</i> : .....	- 32 -
3.2 PRINCIPAUX PROBLEMES DES AEROREFRIGERANTS .....	- 32 -
3.2.1. <i>Problèmes de corrosion des tubes à ailettes</i> .....	- 33 -
3.3. TECHNIQUE DE NETTOYAGE ET DE DESEMBOUAGE .....	- 33 -
3.5. DIMENSIONNEMENT DES AEROCONDENSEURS .....	- 34 -
3.5.2. <i>La température de sortie de l'air pour la conception</i> : .....	- 35 -
3.5.3 <i>Le choix du couple ventilateur/moteur</i> : .....	- 35 -
<b>IV.CHAPITRE04 : LA PARTIE CALCULE, SIMULATION ET INTERPRETATION DES RESULTATS .....</b>	<b>- 35</b>
-	-
4.1. PROBLEMATIQUE A ETUDIER .....	- 37 -
4.2. VERIFICATION DE LA BATTERIE D'AEROREFRIGERANTS A-106 A/F PAR LE LOGICIEL DE SIMULATION ASPEN HYSYS (EDR) .....	- 38 -
4.2.1. <i>Données de départ</i> .....	- 38 -
4.2.2. <i>Validation des données importées</i> .....	- 42 -
4.2.3. <i>Exécution de la simulation</i> : .....	- 44 -
4.2.4. <i>Vérification des pertes de charges</i> .....	- 45 -
4.2.5. <i>La performance de la batterie A/C106</i> : .....	- 46 -
4.2.6. <i>Résultats du « Rating and checking »</i> .....	- 47 -
4.2.7. <i>Analyse des résultats</i> : .....	- 48 -
4.3. ÉTUDE DE L'INFLUENCE DE LA TEMPERATURE AMBIANTE SUR LE TAUX DE MARCHE DE L'UNITE .....	- 50 -
4.4. REDIMENSIONNEMENT DE LA BATTERIE D'AEROREFRIGERANTS POUR LE CAS "ETE" AVEC UNE T MOYENNE DE 42C° .....	- 53 -
4.4.2. <i>vérification thermique</i> .....	- 55 -
4.4.3. <i>Calcul des paramètres géométriques des tube-ailettes</i> .....	- 56 -
4.4.4. <i>Détermination de la surface d'échange par baie</i> .....	- 58 -
4.4.5. <i>Pertes de charge</i> .....	- 58 -
4.4.5. <i>Puissance du ventilateur(P<sub>f</sub>)</i> .....	- 59 -
4.5. CALCUL ECONOMIQUE .....	- 61 -
4.5.1. <i>Estimation du manque à gagner en produits du RA2K</i> .....	- 61 -

4.4.2 Estimation du coût de la modification.....	- 62 -
4.6. DIMENSIONNEMENT DE LA NOUVELLE BATTERIE D'AEROREFRIGERANTS POUR LE CAS "ETE " AVEC UNE TEMPERATURE DE 44°C PAR ASPEN HYSYS (EDR) .....	- 63 -
4.6.1. Données de dimensionnement.....	- 64 -
4.6.2. Le prix et le poids de l'aéroréfrigérant A/F106.....	- 68 -
4.6.3. Résultats du « Rating and checking » .....	- 68 -
4.6.4. RESULTATS ET INTERPRETATIONS :.....	- 70 -
4.8. CONNECTER L'AEROREFRIGERANT DE NAPHTA A/F106 AVEC CELUI DE L'AEROREFRIGERANT DE LGO A/C102 : .....	- 73 -
4.8.1. Le cas design de l'aéroréfrigérant 102 avec la batterie 106 : .....	- 73 -
4.8.2. LE CAS REAL DANS LA TEMPERATURE 44C° .....	- 77 -
4.6.4. Résultats et interprétations :.....	- 80 -
4.6.5. Etude économique :.....	- 80 -
4.6.6. Étude comparative entre les deux solutions.....	- 82 -
<b>CONCLUSION GENERALE .....</b>	<b>- 83 -</b>
<b>RECOMMANDATION .....</b>	<b>- 84 -</b>

## Listes d'abréviation

<b>CNPC</b>	<b>China National Petroleum Corporation</b>
<b>GN</b>	Gaz naturel
<b>Jet A1</b>	Carburant pour aviation (Kerosene)
<b>RA2K</b>	Raffinerie Topping de Condensat
<b>LGO</b>	Gasoil léger
<b>HGO</b>	Gasoil lourd
<b>GPL</b>	Gaz du pétrole liquéfier
<b>API</b>	American Petroleum Institute
<b>ASME</b>	American Standard for Mechanical Engineering
<b>grad (T)</b>	Gradient de température
<b>Lcpl</b>	Densité de flux de chaleur (W/m <sup>2</sup> )
<b>T</b>	Température (°C)
<b>H</b>	Coefficient d'échange thermique par convection (W/m <sup>2</sup> . °C)
<b>S</b>	aire de la surface d'échange paroi/fluide (m <sup>2</sup> )
<b>F</b>	Facteur de correction
<b><i>T<sub>p</sub>, T<sub>f</sub></i></b>	Température de la paroi et température du fluide respectivement (°C)
<b>TM</b>	Taux de marche
<b>Pr<sub>e</sub>, Pr<sub>f</sub></b>	Nombre de Prandtl
<b>Re</b>	Nombre de REYNOLDS
<b>Nu</b>	Nombre de NUSSELT
<b><i>DTLM</i></b>	Moyenne logarithmique de la différence de température

## Listes des figures

Figure I.1:Site Géographique du complexe.....	- 3 -
Figure I.2:Schéma de la section de préchauffe.....	- 4 -
Figure I.3:Schéma de la section de préfractionnement de l'unité 100[2] .....	- 5 -
Figure I.4:Schéma de la section atmosphérique de l'unité 100 .....	- 6 -
Figure I.5:Schéma de la section sous vide de l'unité 100 .....	- 7 -
Figure I.6:Schéma de la section de stabilisation des essences .....	- 7 -
Figure I.7: Schéma de la section de séchage du butane .....	- 8 -
Figure I.8 : Schéma de l'unité 200 .....	- 9 -
Figure II.1:modes de transferts de chaleur. ....	- 13 -
Figure II.2: La conduction.....	- 13 -
Figure II.3: Transfert de chaleur par convection. [2] .....	- 14 -
Figure II.4:Échangeur de chaleur à plaque [8] .....	- 17 -
Figure II.5: Principe d'un échangeur de chaleur tubes/calandre .....	- 18 -
Figure II.6:Échangeur de chaleur air air.....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
Figure III.1: Schéma d'un aéroréfrigérant [9] .....	- 21 -
Figure III.2: Principe de fonctionnement d'un aéroréfrigérant. ....	- 23 -
Figure III.3: Aéroréfrigérant à tirage forcée.....	- 24 -
Figure III.4 : Aéroréfrigérant à tirage induit .....	-40-
Figure III.5: Aéroréfrigérant à tirage induit .....	-40-
Figure III.6: Tubes à ailette .....	- 26 -
Figure III.7:vue générale pour boites de distribution et collecteur [12].....	- 27 -
Figure III.8: vue générale d'un faisceau tubulaire.....	- 28 -
Figure III.9: L'organisation à contre-courant et à co-courant .....	- 29 -
Figure III.10: Ventilateur [4].....	- 30 -
Figure III.11 : Disposition des baies dans les aéroréfrigérants .....	- 31 -
Figure III.12: Encrassement et déformation des ailettes .....	- 33 -
Figure III.13: Phénomène de corrosion des ailette.....	- 33 -
Figure III.14 : Système de nettoyage de l'aéroréfrigérant .....	- 34 -
Figure IV.1: Simulation de colonne de préfractionnement de production Naphta .....	- 40 -
Figure IV.2:Colonne de distillation Topping de production de Naphta lourd C.....	- 40 -
Figure IV.3: la charge totale de naphta B+C.....	- 41 -
Figure IV.4:données de processus de l'aéroréfrigérant A-106 A/F .....	- 42 -
Figure IV.5:la géométrie de l'aéroréfrigérant A/C106.....	- 43 -
Figure IV.6:La disposition des tubes.....	- 43 -
Figure IV.7:les détails mécaniques de aéroréfrigérant.....	- 44 -
Figure IV.8:Les coefficients de transfert de chaleur .....	- 45 -
Figure IV.9:. la performance de l'aéroréfrigérant A/C106.....	- 46 -
Figure IV.10:le débit du Naphta en fonction de température.....	- 51 -
Figure IV.11:le temps de marche en fonction de température .....	- 51 -
Figure IV.12:les pertes de charge en fonction de température ambiante .....	- 52 -

Figure IV.13:la puissance de ventilateur en fonction de température ambiante .....	- 52 -
Figure IV.14: Paramètres géométriques des ailettes .....	- 56 -
Figure IV.15:cas design dans 44 C° de l'aéroréfrigérant A/C 106 .....	- 64 -
Figure IV.16:la géométrie de la A/F106 batterie de 3 cellules.....	- 64 -
Figure IV.17:la géométrie de la nouvelle batterie de 4 cellules .....	- 65 -
Figure IV.18:la géométrie totale de la nouvelle batterie .....	- 65 -
Figure IV.19:data de la nouvelle aéroréfrigérant .....	- 66 -
Figure IV.20:la simulation de la nouvelle batterie .....	- 66 -
Figure IV.21:la performance de nouvelle aéroréfrigérant.....	- 67 -
Figure IV.22: Performance globale .....	- 67 -
Figure IV.23:Le prix et le poids de l'aéroréfrigérant A/F106 par Aspen EDR.....	- 68 -
Figure IV.24:le cas design de l'assemblé de deux aeréfrigérant A/F106-A/C102 .....	- 73 -
Figure IV.25:la goemetry de l'airoréfrégérantA/F102 .....	- 74 -
Figure IV.26:le data de l'aeroréfrérégerant A/F102.....	-90-
Figure IV.27:les coefficients de transfert de la batterie A/C102.....	- 75 -
Figure IV.28:les performances globales de l'aéroréfrigérant A/C102 .....	- 76 -
Figure IV.29:le cas réel de l'assembl é de deux aerérigérant A/F106-A/C102.....	- 77 -

## Listes des tableaux

Table I-1: les bacs de stockage du complexe Topping.....	- 10 -
Table I-2:la structure des produits de RA-2K .....	- 11 -
Table III-1: Comparaison aéroréfrigérant- réfrigérant à eau .....	- 22 -
Table III-2:Caractéristiques de tirage forcé et induit .....	- 25 -
Tableau IV-1: Données de départ du Naphta de l'aéroréfrigérants (A-106 A/F).....	- 38 -
Table IV-2: Données de départ du l'air .....	- 38 -
Tableau IV-3: Données de départ du l'aéroréfrigérants (A-106 A/F).....	- 39 -
Tableau IV-4:Propriété de fluide (Naphta).....	- 42 -
Tableau IV-5:Pertes de charge coté tubes .....	- 45 -
Tableau IV-6:Pertes de pression de l'air à travers le faisceau (Pa).....	- 46 -
Tableau IV-7:principaux résultats dans le cas design (37°C) de l'aéroréfrigérant A-106 A/F par Aspen EDR.....	- 49 -
Table IV-8:principaux résultats dans le cas design donner à la fiche technique.....	- 49 -
Tableau IV-9:influence de la température ambiante sur les principaux paramètres de l'unité 100 .....	- 50 -
Table IV-10: paramètres géométriques des tubes à ailettes .....	- 57 -
Table IV-11:Géométrie de la baie. ....	- 58 -
Tableau IV-12:bilan d'évolution du manque en produits total du RA2K en 2023 .....	- 61 -
Tableau IV-13:bilan d'évolution du manque à produire de chaque produit en 2023 .....	- 61 -
Tableau IV-14: principaux résultats calculés dans le cas température ambient 44°C.....	- 63 -
Tableau IV-15:Tableau récapitulatif des résultats trouvés .....	- 70 -
Tableau IV-16:Tableau récapitulatif des résultats trouvés.....	- 80 -
Tableau IV-17:Tableau comparative des deux solutions .....	- 82 -

## **Listes des Annex**

**Annex A** : l'organigramme du complexe Topping de condensat (RA2k)

**Annex B** : Schéma de process de l'unité 100

**Annexe C** : La fiche technique de l'aéroréfrigérant A-106 A/F

**Annex D** : La fiche technique de l'aéroréfrigérant 100-A-402

**Annexe E** : Les données pour calculer le coefficient de transfert de chaleur coté tube

**Annexe G** : Le coefficient de transfert global à estimer

**Annexe H** : La température de l'air estimée à la sortie

**Annexe I** : Les ailettes KLM

**Annexe J**: Estimation économique

**Annexe K** : Prix des aéroréfrigérants.

## *Introduction Générale*

Le naphta est un produit pétrolier essentiel qui joue un rôle crucial dans le fonctionnement de l'unité U-100, situé à la sortie de la batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F. Cependant, des difficultés d'efficacité au niveau de l'échangeur A-115 A/B et le positionnement des aéroréfrigérants A-106 A/F à la limite de leur capacité ont un impact direct sur la température de stockage du naphta dans les bacs 304-TK 001/002, qui sont conçus pour fonctionner à une température maximale de 40°C.

Pour assurer le bon fonctionnement de l'unité U-100, il est nécessaire de réduire le taux de marche de l'unité, ce qui entraîne automatiquement une diminution de la quantité de condensat traité, afin de respecter les paramètres de processus exigés. L'objectif de notre étude consiste à trouver une solution permettant de faire fonctionner l'unité U-100 à sa capacité maximale sans rencontrer les problèmes mentionnés ci-dessus.

Le refroidissement du naphta au niveau de la batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F dépend de plusieurs paramètres, tels que le débit du naphta à refroidir, les conditions de température et de pression, ainsi que la température de l'air ambiant.

Pour mettre en évidence l'impact du changement de température sur le taux de marche de l'unité et permettre un fonctionnement à régime maximal, il est essentiel de vérifier le cas design avec une température ambiante de 37°C et de calculer les dimensions de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérant avec une température ambiante de 42°C. Cette démarche permettra d'atteindre le taux de marche maximal de l'unité et d'optimiser son fonctionnement.

**I. CHAPITRE 01 : PRESENTATION DE LA  
RAFFINERIE DE SKIKDA « RA2K »**

## **1.1.Introduction :**

Le complexe de raffinage de Skikda est conçu pour traiter 5 millions de tonnes métriques de condensat provenant du terminal de la direction régionale de transport EST sur une période continue de 330 jours.

Ce complexe est spécifiquement conçu pour traiter cinq charges distinctes de condensat, à savoir OB1, ALRAR, BEJAIA, RHOUD NOUSS, et NEW OB1. Les produits finis de l'unité, tels que le butane, le naphta, le kérosène, le gasoil léger (LGO) et le gasoil lourd (HGO), sont stockés dans des bacs intermédiaires offrant une autonomie opérationnelle d'environ quatre jours avant d'être expédiés vers la raffinerie RA1K.

Le fonctionnement de l'unité est défini par trois cas de marche distincts :

Cas A : Production maximale de naphta et de gasoil léger ;

Cas B : Production maximale de kérosène Jet A1 ;

Cas C : Production maximale de naphta et minimale de gasoil léger.

Le complexe comprend diverses unités et installations de traitement, telles que :

L'unité Topping de Condensat (Unité-100)

L'unité de traitement de kérosène (Unité-200)

Les installations de stockage et de transport des produits finis (Unité-300)

Les systèmes de torche (Unité-400) et les utilités (Unité-500)

Les principaux équipements de l'unité incluent des colonnes de préfractionnement, de distillation atmosphérique, de distillation sous vide, de stabilisation des essences, de dépropaniseur, ainsi que des fours.

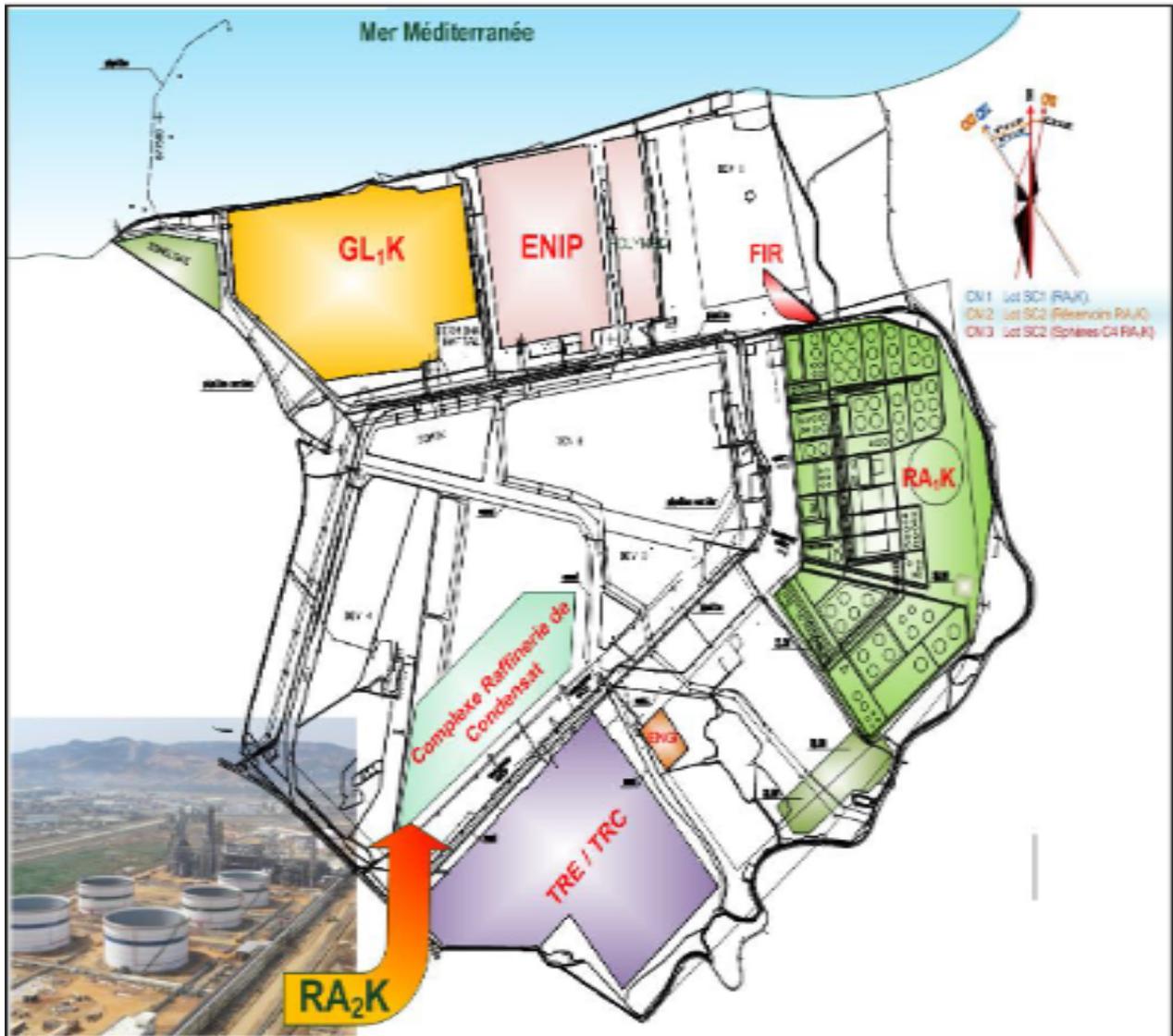
## **1.2 Organisation interne**

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

### **1.2.1. Implantation du complexe Topping de condensat (RA2k)**

Le complexe Topping de condensat (RA2k) est implanté à l'intérieure de la zone industrielle de Skikda, d'une superficie de 166800 m<sup>2</sup> et 16,68 hectares dont 10% bâtis.

Le complexe Topping de condensat (RA2k) se trouve sur la cote à 06 km à l'Est du chef-lieu de la wilaya de Skikda et à une hauteur moyenne d'environ 06 m au-dessus de la mer.



*Figure I-1: Site Géographique du complexe*

### 1.2.2. Organisation du complexe Topping de condensat (RA2k)

L'organisation du complexe Topping de condensat RA2K est présentée dans l'organigramme suivant l'Annex A.

### 1.3. Principales unités

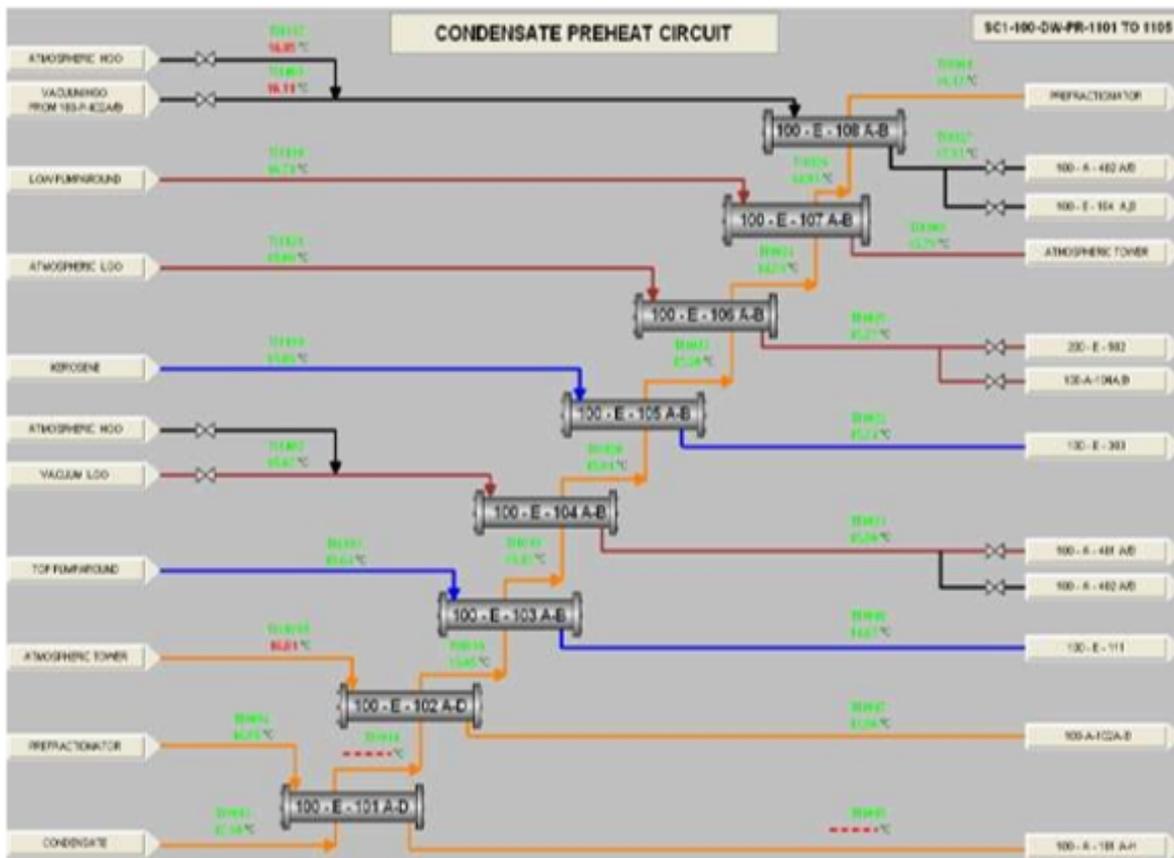
Un exposé des unités et installations principales est donné ci-dessous :

#### 1.3.1. Unité de fabrication U-100

C'est l'unité de production qui comprend les unités de réchauffement, de préfractionnement, de distillation atmosphérique, de distillation sous vide, de stabilisation du naphta, de dépropanisation et séchage de butane.

### 1.3.1.1. Train de réchauffement

La charge est pompée aux installations de l'unité Topping de Condensât à une pression de limite de batterie de 20 bars et une température de 30°C. Le Condensât est ensuite chauffé dans un train d'échangeurs de préchauffage avant d'entrer au préfractionneur (colonne de pré-distillation T101). Le train d'Échangeur de Préchauffage est divisé en 2 branches parallèles en vue de faciliter le fonctionnement à 50 % du débit. [3]



*Figure I-2: Schéma de la section de préchauffe*

### 1.3.1.2. Préfractionnement

La colonne T-101 (préfractionneur) a pour but de préfractionner le Condensat en trois produits :

- Coupe de tête (gaz et naphta)
- Coupe latérale (naphtha stable.)
- Coupe de fond (condensat stable)

La colonne est conçue avec un ensemble de 35 plateaux, et reçoit le Condensat partiellement vaporisé au plateau n° 28.

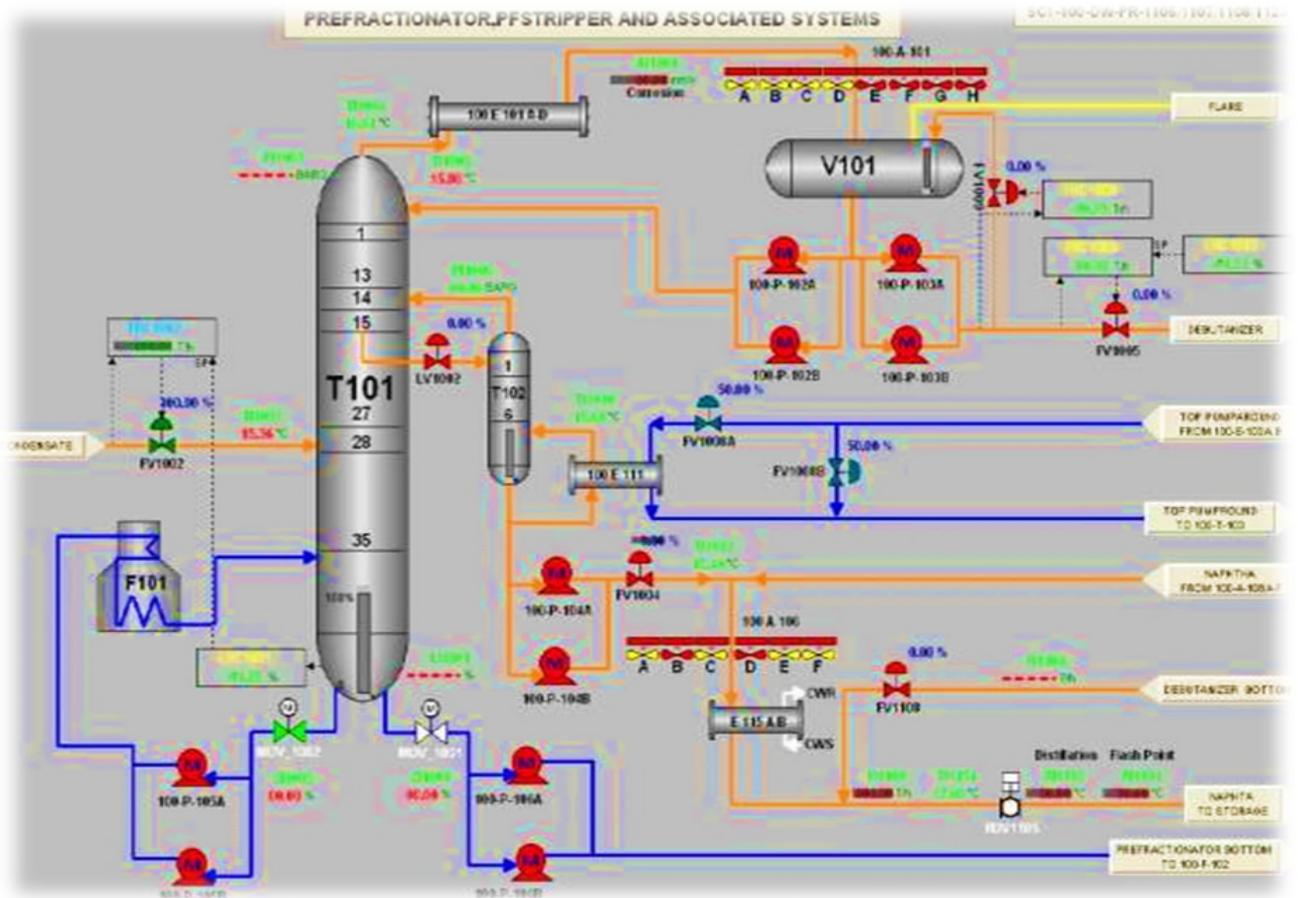


Figure I-3: Schéma de la section de préfractionnement de l'unité 100[2]

**1.3.1.3. Distillation atmosphérique :**

L'unité lors de sa conception, est généralement dimensionnée pour permettre le traitement de bruts de caractéristiques différentes : un brut de base, représentatif de l'approvisionnement moyen de la raffinerie, un brut plus léger qui dimensionne les zones de tête et le four, et un brut lourd qui fixe les dimensionnements du fond de la colonne et le train d'échange.

Le condensat stable issu du préfractionneur T-101 est acheminé vers la colonne atmosphérique T-103 après avoir été préchauffé dans le four F-102 pour donner les quatre produits suivants :

- Coupe de tête (naphta)
- Coupe latérale (kérosène)
- Coupe latérale (gasoil léger)
- Coupe latérale (gasoil lourd)

La colonne contient 46 plateaux, elle a deux soutirages latéraux et trois reflux circulants.

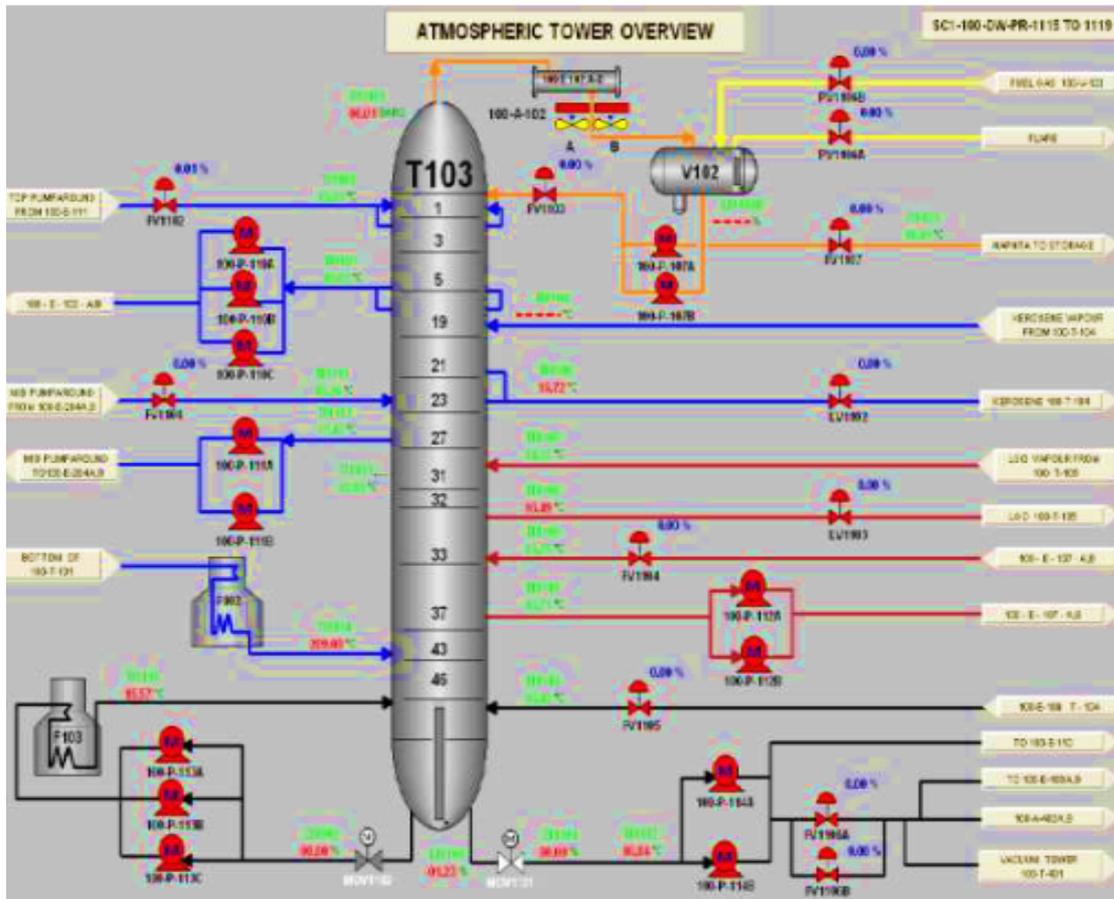


Figure I-4: Schéma de la section atmosphérique de l'unité 100

### 1.3.1.4. Distillation sous vide

La tour sous vide T-401 est utilisée dans le complexe RA2K pour récupérer une partie du LGO (Gasoil léger) contenu dans le résidu atmosphérique issu du fond de la tour atmosphérique.

Le LGO sous vide est mélangé avec le LGO atmosphérique, tandis que le HGO (Gasoil lourd) du fond de la tour sous vide est envoyé à stockage.

Le fractionnement est effectué au moyen de deux zones de garnissages assurant le contact liquide-vapeur et séparant les produits en deux coupes :

- une coupe latérale (Gasoil léger)
- une coupe de fond (Gasoil lourd)

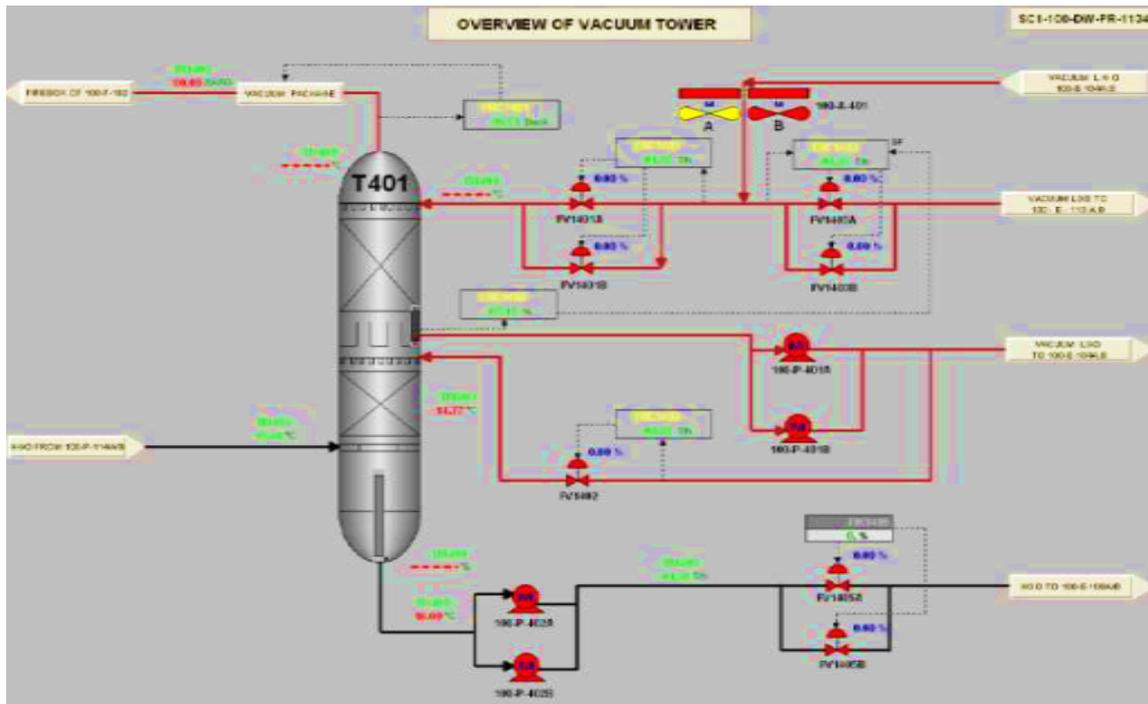


Figure I-5: Schéma de la section sous vide de l'unité 100

1.3.1.5. Section de stabilisation des essences

Cette section de stabilisation du naphta est composée d'un débutaniseur 100-T-201. Elle est conçue pour séparer le naphta léger issu de la colonne de préfractionnement ainsi :

- En tête, la coupe Gaz de Pétrole Liquéfiés (GPL) et acheminé vers le dépropaniseur
- Au fond, la coupe essence dite " stabilisée", dont le naphta stabilisé est mélangé avec celui issu de colonne de préfractionnement et acheminé vers le stockage.[2]

La colonne est équipée de 50 plateaux, et l'alimentation est effectuée au plateau n° 26

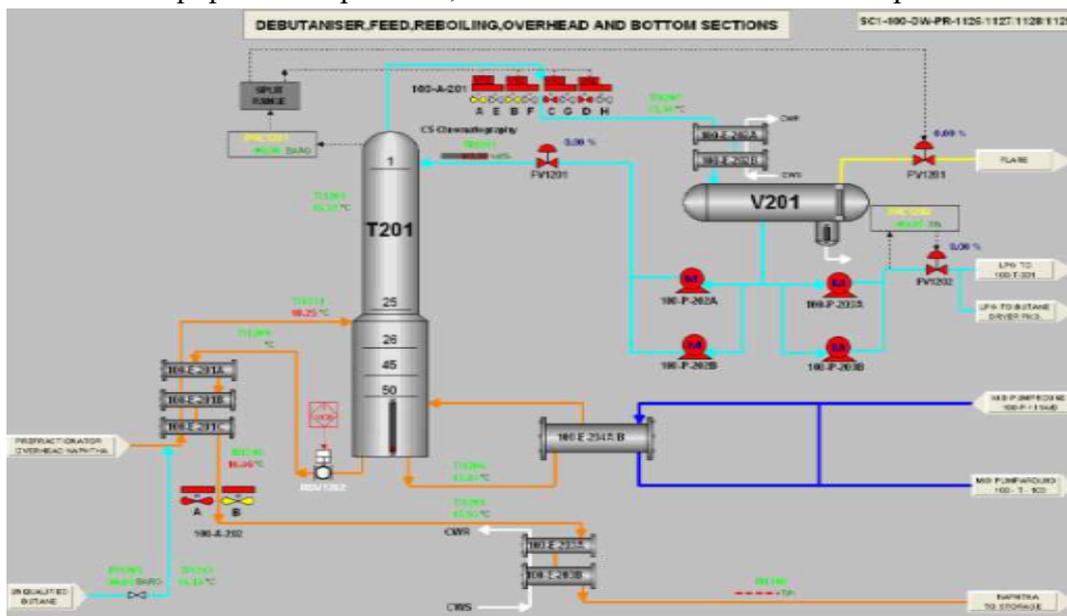


Figure I-6: Schéma de la section de stabilisation des essences

### 1.3.1.6 Section de propanisation

La section de dépropanisation est composée principalement d'un dépropaniseur.

Cette étape permet de séparer le GPL issu de la section de stabilisation et d'obtenir ainsi :

- en la tête de la colonne du propane, utilisé en tant que combustible pour les fours.
- au fond de la colonne du butane, acheminé vers une unité de séchage 100-PKG-301 qui contient deux colonnes de séchage à tamis moléculaire pour éliminer les traces de l'eau et envoyé comme produit fini vers les sphères de stockage.

Le Propane est récupéré comme gaz combustible pour l'alimentation des fours. La colonne est équipée de 56 plateaux, et l'alimentation se fait au-dessus du 27<sup>ème</sup> plate.

### 1.3.1.7. Section de séchage du butane

Le système de séchage de butane utilise deux colonnes à tamis moléculaire, l'une pour le séchage et l'autre pour la régénération. Le butane humide est dirigé vers le haut de la tour de séchage, où le tamis moléculaire absorbe l'eau présente dans le butane. L'objectif de cette section est de sécher le butane jusqu'à 20 ppm.

Les tamis moléculaires sont des matériaux poreux qui permettent de séparer les composés gazeux en fonction de leur taille et de leur forme

- Dans le cas du séchage de butane, le tamis moléculaire absorbe l'eau contenue dans le butane, ce qui permet de réduire son humidité

- Le séchage de butane est une étape importante dans le processus de raffinage du pétrole, car il permet d'obtenir un produit de qualité supérieure.

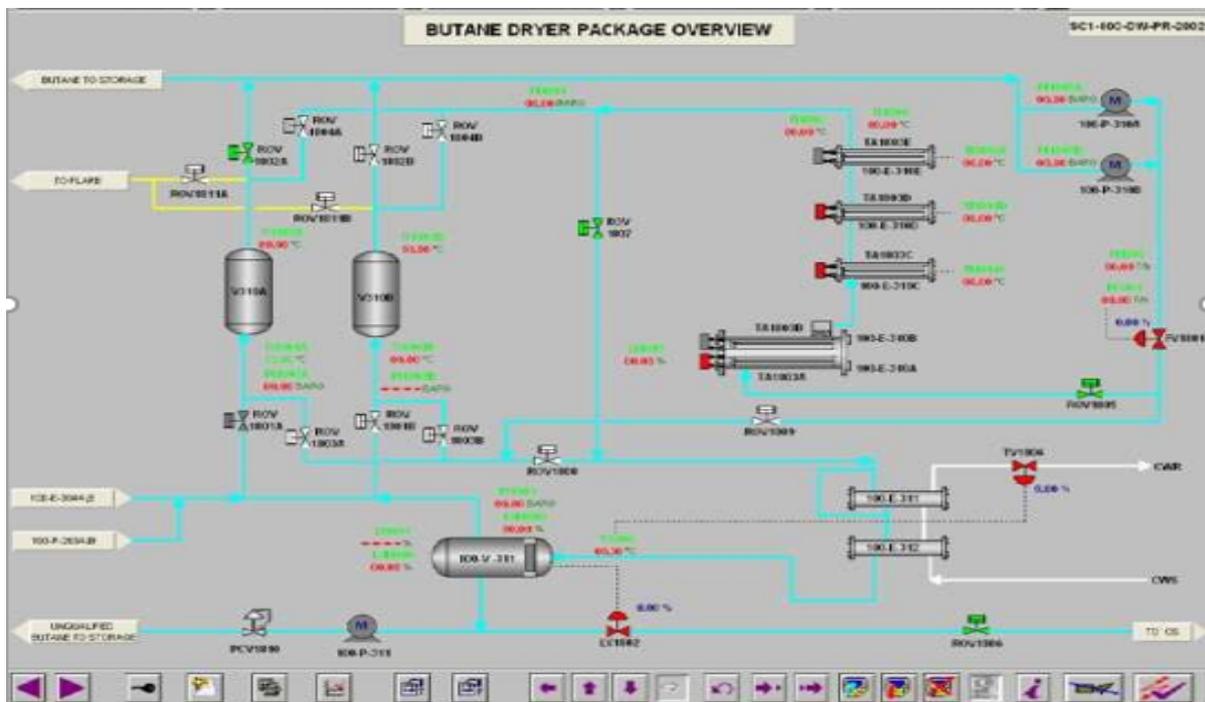


Figure I-7: Schéma de la section de séchage du butane

### 1.3.2. Unité de purification et de traitement du kérosène (U200)

Cette unité est destinée à la purification du kérosène produit par la colonne de distillation atmosphérique T-103. Sa mise en service dépendra des caractéristiques du kérosène (l'acidité qui doit être inférieure à 0,0015mg KOH /g). Elle ne peut être démarrée qu'après la mise en service d'unité 100 au cas où le kérosène nécessiterait des traitements.

Cette unité comporte :

- Traitement de Kérosène
- Traitement de résidus caustique
- Préparation et stockage soude caustique / acide, ainsi le transfert

Le traitement du kérosène se fait comme suit :

- Mélange avec de la soude caustique,
- Elimination des acides naphthéniques (précipitation par électro finage)
- Elimination de l'eau et des impuretés à l'aide de filtres et de coalesceur,
- Elimination des impuretés et des particules à l'aide de filtres et d'argile. [3]

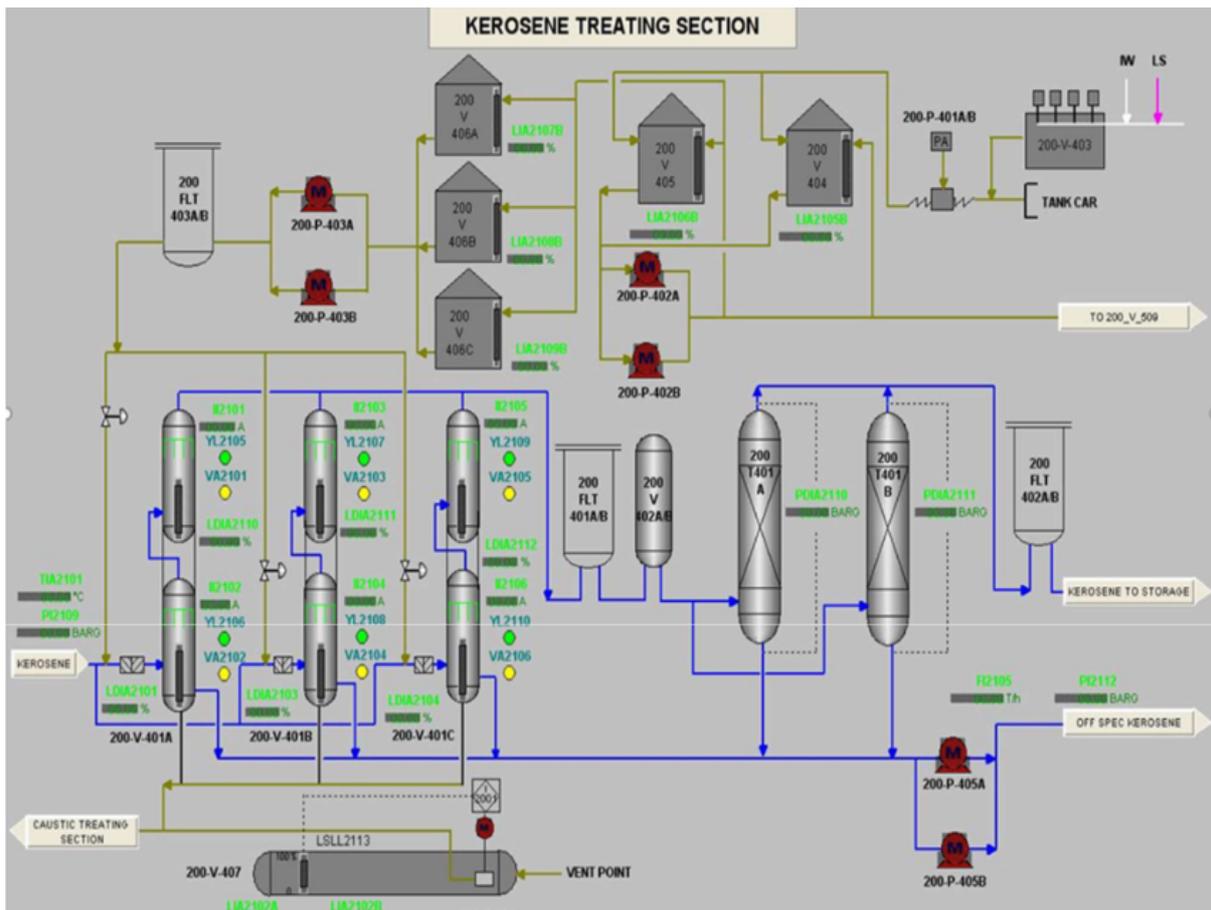


Figure I-8 : Schéma de l'unité 200

### 1.3.3. Unité de stockage et transfert U-300

L'unité 300 est située au sein de l'usine Topping condensat. Elle s'assume la réception, le stockage et l'alimentation de Condensat pour les unités de production, ainsi que la réception, le stockage et le transfert de tous les produits finis.

Le condensat sera livré à l'usine à partir du Terminal TRC. Les trois réservoirs de 25000 assurent une autonomie de trois jours environ de stockage.

Les autres produits finis seront stockés dans des bacs de stockage intermédiaire correspondant à une autonomie d'exploitation de quatre jours environ.

Ces produits finis seront transférés vers des installations de stockage correspondantes au niveau de la Raffinerie RA1K. [2]

*Table I-1: les bacs de stockage du complexe Topping*

Nom	Produits	Nombres	Capacité ( $m^3$ )
301-TK-001/002/003	Condensat	3	25000
304-TK-001/002	Naphta	2	36600
303-TK-001/002	Kérosène	2	5360
302-TK-001/002	LGO	2	2180
302-TK-003/004	HGO	2	860
305-TK-001/002	Butane	2	1400

L'unité est conçue pour traiter cinq charges différentes de condensat : OB1, ALRAR, BEJAIA, Rhour de Nousse, et Nouveau OB1. Le condensat est traité pour extraire des fractions de pétrole de haute valeur, répondant aux besoins du marché national en termes de quantité et de qualité. L'unité est équipée d'une colonne de distillation, d'une unité de reformage catalytique, d'une unité de craquage catalytique et de cuves de stockage de produits pétroliers. Le condensat est traité en plusieurs étapes, y compris la distillation, la reforme et le craquage, pour produire du butane, du naphta, du kérosène, du gazole léger et du gazole lourd. [2]

### 1.3.4. Système torche (Unité 400)

Ce système permet de récupérer les gaz provenant des événements de l'unité Topping, ainsi que des sphères de stockage de butane et de les brûler dans la torche. L'installation est composée :

- D'un séparateur (400 V 001),
- De pompes de condensat (400 P 001/002),
- La garde hydraulique (400 V 002),
- Le système d'allumage,
- La torche elle-même avec le brûleur et les pilotes.

### 1.3.5. Unité des utilités U-500

Les utilités de complexe Topping sont fournies par les structures suivantes :

**Table I-2:** la structure des produits de RA-2K

<i>Le gaz naturel</i>	<i>SONATRACH - RTE/TRC.</i>
<i>L'azote</i>	<i>Enterprise ENGLMESSER</i>
<i>L'électricité</i>	<i>Enterprise SONELGAZ</i>
<i>L'eau industrielle</i>	<i>Entreprise EPEDEMAI</i>
<i>La vapeur d'eau</i>	<i>Raffinerie RAIK</i>

L'unité 500 englobe les utilités de l'usine, notamment le système de traitement des eaux usées (501) qui est un dispositif environnemental auxiliaire de l'usine Topping de Condensat.

Sa capacité de traitement des eaux usées est de 60 m<sup>3</sup>/h, provenant des unités 100, 200, de la zone de stockage (unité 300), ainsi que des eaux usées de la maintenance et du personnel.

Le traitement comprend un prétraitement, un traitement biologique, un traitement des boues, et la récupération des huiles.

Les critères de qualité de l'eau traitée incluent BOD ≤ 40 mg/l, COD ≤ 120 mg/l, pH entre 5,5 et 8,5, teneur en huile ≤ 20 mg/l, et SS ≤ 30 mg/l.

Les eaux non conformes sont renvoyées aux bacs 501-TK-001A/B

Le système d'eau de refroidissement (502) : assure le traitement et le conditionnement des eaux de refroidissement pour les unités de production, avec une capacité de traitement de 1000 m<sup>3</sup>/h. [2]

### 1.3.6. Unité électrique :

Ces installations sont conçues pour recevoir l'alimentation principale du système électrique de SONELGAZ, qui est ensuite distribuée aux différents consommateurs du complexe. Le système est équipé d'un système d'alimentation de secours au diesel pour garantir que les équipements/systèmes critiques, tels que l'éclairage de secours, les systèmes UPS de DCS et d'autres systèmes essentiels, continuent de recevoir de l'électricité en cas de panne de courant. Ce système d'alimentation de secours est conçu pour fournir de l'électricité en seulement 30 secondes en cas de coupure de courant, assurant ainsi une perturbation minimale des opérations critiques.

### 1.3.8. Salle de Contrôle DCS

Le complexe RA2K a adopté le système de contrôle distribué DCS SIEMENS PCS 7 qui est Principalement composé de :

1. Contrôleurs
2. Stations ingénieurs.
3. Stations opérateurs.
4. Serveurs.
5. Commutateurs Ethernet.
6. Interfaces de communication PROFIBUS.
7. Système E/S (ET200M).

Le complexe est composé aussi les éléments suivants :

- Laboratoire de contrôle qualité des produits : Ce laboratoire est chargé de tester et de garantir la qualité des produits utilisés dans le complexe.
- Ateliers de Maintenance, bloc Technique, bloc Approvisionnement & bloc Administratif : Ces espaces sont dédiés à la maintenance, à l'approvisionnement et à l'administration du complexe.
- Bloc HSE, bureau de coordination & parc de matériels de sécurité et de lutte anti-incendie : Ce bloc est chargé de veiller à la sécurité et à la santé du complexe, y compris la coordination des mesures de sécurité et l'entretien des équipements de lutte contre l'incendie. Poste de garde ASI et bureau d'ordre général : Cette zone est responsable de maintenir la sécurité et l'ordre au sein du complexe. [4]

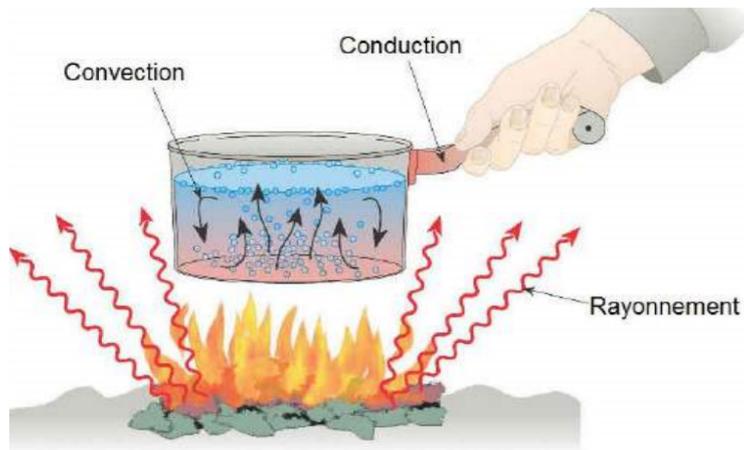
**II. CHAPITRE 2 : LE TRANSFERT DE CHALEUR ET  
TECHNOLOGIE DES ECHANGEURS**

**2.1. Introduction**

Le fonctionnement des unités industrielles nécessite de porter les charges correspondantes à des conditions opératoires convenables, telles que la pression et la température. En ce qui concerne la température elle est en générale portée à des valeurs différentes de la température ambiante, le plus souvent par élévation.

**2.2. Différents modes de transfert de chaleur**

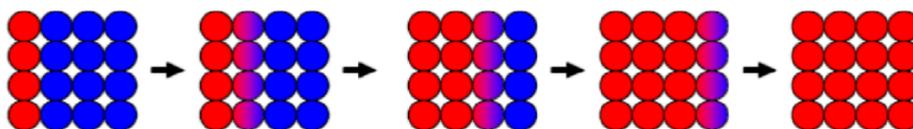
La chaleur peut être transmise par **conduction**, **convection** ou **rayonnement**. Bien que les trois processus puissent avoir lieu simultanément, l'un des mécanismes est généralement prépondérant la chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température des hautes vers les basses températures. Le flux engendré dans le transfert est proportionnel à la différence de température  $T_1 - T_2$  et à la section de passage  $S$  du flux et définit par la formule suivante [6]  
 $\Phi = h S (T_1 - T_2)$   $h$  : s'interprète comme un coefficient d'échange de chaleur.



*Figure II-1: modes de transferts de chaleur.*

**2.2.1. La conduction**

La conduction est la propagation de la chaleur de molécules à molécules (ou d'atomes à atomes ou d'ions à ions) dans un corps ou dans plusieurs corps contigus sans qu'il y ait mouvement de ce milieu ou que ce mouvement intervienne dans la transmission (**Figure 1.3**). Les atomes se transmettent la chaleur de proche en proche [6].



*Figure II-2: La conduction*

La loi qui régit le transfert de chaleur par conduction est la loi de Fourier. En géométrie monodimensionnelle :

$$Q_x = -\lambda A \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots II-1$$

Avec :

X : Direction du gradient de température et de déplacement de la chaleur

$Q_x$  : Direction débit de chaleur par unité de temps [J/s]

$\lambda$  : Coefficient de conduction thermique [ $W.M^{-1}. K^{-1}$ ]

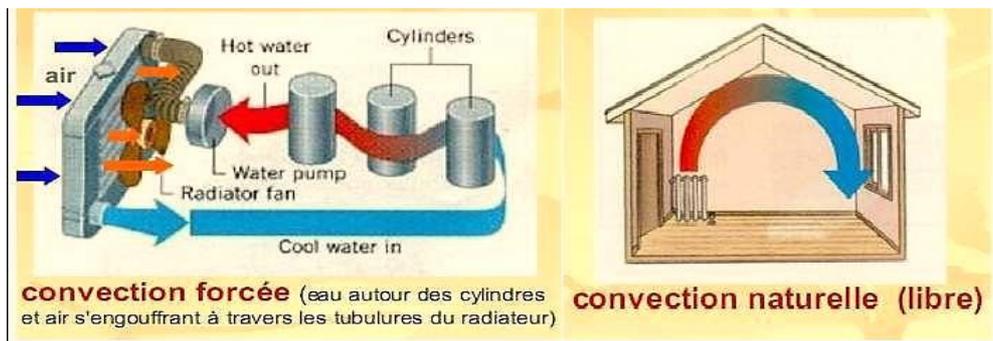
A : Surface d'échange [ $m^2$ ]

T : Température [K]

### 2.2.2. La convection

La convection consiste essentiellement en la transmission de l'énergie par le mouvement ou le déplacement macroscopique d'une parcelle (grand nombre de molécules), généralement d'un fluide d'une région à autre. Ce mécanisme est accompagné toujours par le transfert d'énergie dû au mouvement moléculaire et qui représente le coté conductif de ce mode.

On parlera de convection forcée quand le mouvement du fluide s'effectue grâce à des forces externes (pompe, ventilateur, agitateur) et de convection naturelle quand le mouvement s'effectue sous l'influence de différences de densités dues à des différences de températures au sein du fluide.



*Figure II-3: Transfert de chaleur par convection. [2]*

Le transfert de la chaleur par convection, se produit entre deux phases dont l'une est généralement au repos et l'autre en mouvement, en présence d'un gradient de température.

Le mouvement du fluide peut résulter de la différence de masses volumiques ( $\rho$ ) due aux différences de températures. La loi fondamentale qui régit la convection est la loi de NEWTON :

$$Q = h.A. (T_s - T_f)$$

Q : Débit de chaleur travers le solide [W].

h : Coefficient de chaleur [ $W.M^{-2}. K^{-1}$ ].

$T_f$  : Température moyenne de fluide [K].

$T_s$  : Température à la surface du solide [K].

$T_c$  : Température moyenne du solide  $T_f < T_s < T_c$  [K].

### 2.2.3. Le rayonnement

Le rayonnement est l'émission par un corps d'ondes électromagnétiques qui sont les vecteurs de ce transfert de chaleur. Les ondes sont émises dans toutes les directions et appartiennent au domaine de l'infrarouge et du visible. Aucun support matériel n'est nécessaire pour leur propagation.

Dans la pratique les trois modes de transfert coexistent mais l'un d'entre eux est généralement prépondérant ce qui conduit à des hypothèses simplificatrices.

La relation de base de rayonnement thermique est celle de STEPHAN BOLTZMANN :

$$\Phi = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

$\sigma$  : constante universelle appelée constante de Stéphane-Boltzmann, elle vaut 5.666971[W/M<sup>2</sup>. K<sup>4</sup>].

$\Phi$  : Densité du flux de chaleur émise par le corps [W/m<sup>2</sup>].

$\varepsilon$  : Emissivité thermique du matériau [adimensionnelle].

T : Température du corps [K]

### 2.3. Caractéristiques de fonctionnement des appareils thermiques

Les échanges de chaleur dans les procédés industriels sont réalisés le plus souvent dans des appareils tubulaires dont les principales caractéristiques de fonctionnement sont :

- Le débit de chaleur échangé (Q) ;
- La surface d'échange (A) ;
- Le flux thermique ( $\Phi$ ).

L'expression générale de transfert de chaleur en conduction et convection s'écrit :

$$\Phi = \Delta T / R \dots\dots\dots II-1$$

En considérant l'inverse de la résistance au transfert de chaleur  $U = 1/R$

U : appelé coefficient globale d'échange

L'expression globale d'échange de chaleur devient :

$$\Phi = Q / A = U \times \Delta T \dots\dots\dots II-2$$

U exprimé en W/m<sup>2</sup> °C ou en kcal/h m<sup>2</sup> °C

### 2.4. Facteurs essentiels de l'échange thermique

#### 2.4.1. Surface d'Échange

La taille et la conception des surfaces des échangeurs de chaleur influent considérablement sur leurs capacités de transfert de chaleur. Une plus grande surface d'échange permet un transfert de chaleur plus important, augmentant ainsi l'efficacité de l'échangeur de chaleur.

### 2.4.2. L'écart de température ( $\Delta T$ )

C'est la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid, le flux thermique est d'autant plus grand que l'écart de température est plus élevé.

### 2.4.3. Les résistances au transfert (R)

Le transfert de chaleur rencontre des résistances dans la circulation entre les deux fluides, plus la valeur de la résistance globale est élevée, plus le flux thermique est faible pour un même écart de température. [5]

## 2.5. Les échangeurs de chaleur

### 2.5.1. Définition :

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs utilisés pour transférer de l'énergie thermique d'un fluide à un autre sans mélanger les deux fluides. Les fluides sont généralement séparés par une paroi solide (avec une conductivité thermique élevée) afin d'empêcher tout mélange ou ils peuvent être en contact direct.

Le matériau composant l'échangeur thermique doit être le plus conducteur possible afin de limiter les pertes thermiques et favoriser l'échange

Pour que l'échange soit possible, les deux fluides devront avoir une température différente : on parle d'écart de température, de delta de température ( $\Delta T$ ) généralement exprimé en Kelvin (K) ou en degrés Celsius ( $^{\circ}\text{C}$ ).

### 2.5.2. Types d'échangeur thermique

Les échangeurs de chaleur sont généralement classés en fonction de la disposition des flux et du type de construction. L'échangeur **de chaleur le plus simple** est celui pour lequel les fluides chauds et froids se déplacent dans le même sens ou dans des directions opposées. Cet échangeur de chaleur est constitué de deux tuyaux concentriques de diamètres différents.

#### a) Échangeur à plaque

Un **échangeur à plaques** est un équipement assurant un échange thermique entre deux fluides (liquide ou gazeux). Par sa conception, il est particulièrement adapté dans le cas de fluides chargés en particules. Il s'agit d'un équipement en acier inoxydable très répandu dans l'industrie.

**Les échangeurs à plaques, aussi appelés échangeurs à larges canaux**, sont des appareils qui proposent des performances thermiques élevées



*Figure II-4: Échangeur de chaleur à plaque [8]*

Les plaques soudées sont par la suite déformées par **hydroformage** de manière à former le circuit d'échange de chaleur entre les 2 fluides. **L'échangeur thermique** permet donc un transfert d'énergie calorifique d'un fluide primaire (dit « *chauffant* ») à un fluide secondaire (dit « *chauffé* »). Par conséquent, ce type d'équipement permet **d'augmenter le coefficient d'échange**.

Ces fluides circulent au sein de l'échangeur entre les plaques de diverses manières :

**À Co-courant** : Les fluides circulent dans la même direction et l'écoulement sera parallèle.

**À contre-courant** : Les fluides vont traverser les canaux mais cette fois dans des directions inverses assurant les meilleures performances.

**À courant croisé** : Les deux fluides de l'échangeur vont s'écouler de manière perpendiculaire.

Les fluides thermiques qui circulent au sein de l'échangeur peuvent être de l'air, de l'eau, un gaz, un liquide ... etc. Cependant les échangeurs à plaques sont souvent utilisés pour des transferts de chaleur avec des **deux fluides identiques**, par exemple : **liquide/ liquide** ou **encore gaz/ gaz**.

Enfin, dotés de larges canaux les échangeurs à plaques soudées sont particulièrement adaptés à **des fluides visqueux et Difficiles** notamment chargés en particules

### b) **Échangeurs spiralés** :

Les échangeurs spiralés sont des échangeurs circulaires avec 2 canaux spiralés enroulés l'un sur l'autre. Les fluides circulent à contre-courant ce qui permet d'atteindre des faibles pincements de température.

L'échangeur spiral est constitué d'une tôle enroulée autour d'un mandrin de façon à constituer un corps spiralé à deux canaux. Les canaux sont soudés sur un bord pour assurer l'étanchéité. L'appareil comporte deux couvercles fixés par crapauds de serrage de part et d'autre du corps spiralé. [7]

### c) Échangeur lamellaire

C'est une variante de l'échangeur de type tubes et calandre, dans lequel le faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Ces lamelles sont réalisées à l'aide de deux plaques formées et soudées ensemble et constituant un canal dans lequel circule l'un des fluides.

Chaque lamelle peut contenir un élément interne (tabulateur) qui permet d'obtenir une meilleure tenue à la pression et un meilleur échange thermique.

Les limites de fonctionnement de cet échangeur sont de 350 °C en température et 25 bar en pression maximale. Cette technologie d'échangeur est actuellement en pleine mutation.

### d) Les échangeurs tubulaires à faisceau et calandre

Pour des raisons historiques et économiques, les échangeurs utilisant les tubes comme constituant principal de la paroi d'échange sont les plus répandus. On peut distinguer trois catégories suivant le nombre de tubes et leur arrangement (monotube, coaxiale et multitubes), toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée.

Les performances thermiques des échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire peuvent varier considérablement. Il est donc essentiel de sélectionner le type d'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire (nombre de tubes, diamètre des tubes, longueur des tubes, pas, nombre de chicanes, ouverture des chicanes)

- il y a un certain nombre de considérations telles que le débit, la perte de charge, la pression et la température de design, la compatibilité des matériaux, l'encrassement, et bien d'autres qui doivent être pris en compte

- les échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire en carbure de silicium de GAB Neumann sont conçus pour condenser, refroidir, réchauffer, évaporer ou absorber des fluides ultra-corrosifs et/ou oxydants. La sécurité, la fiabilité et la performance à long terme sont nos principales considérations lorsque nous dimensionnons, concevons et fabriquons des échangeurs de chaleur à faisceau tubulaire en carbure de silicium.

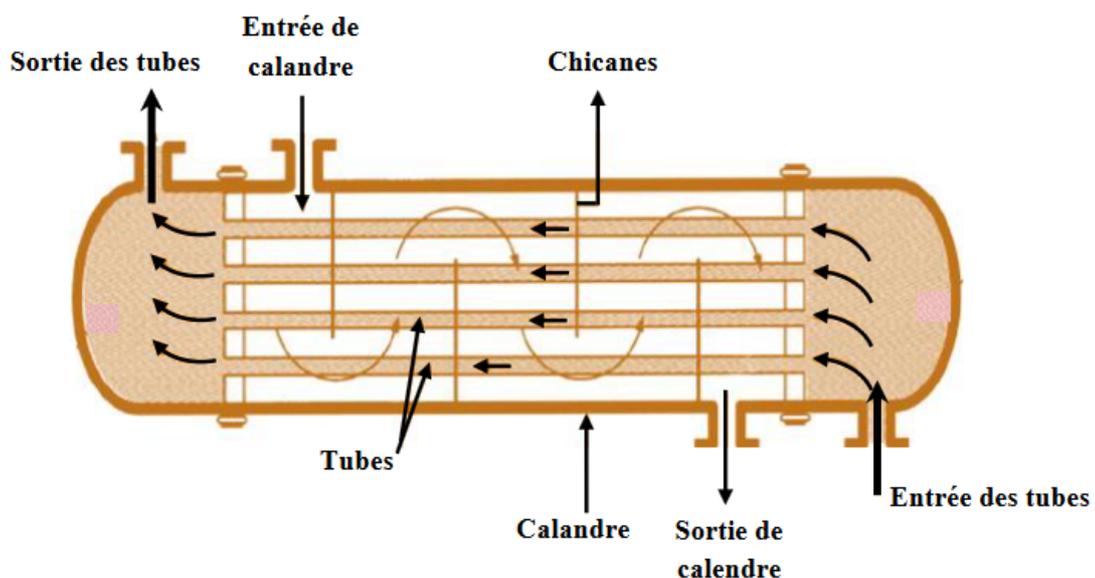


Figure II-5: Principe d'un échangeur de chaleur tubes/calandre

### 2.6. Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères pour classer les différents types d'échangeurs de chaleur, les principaux sont :

#### 2.6.1. Classement technique

Les principaux types de commutateurs sont :

- Avec tube : Monotube, coaxial ou multitube.
- Plaque : Surface primaire ou secondaire.
- Autres types : contact direct ou lit fluidisé.

#### 2.6.2 Classification par type de transfert de chaleur

La plupart des applications (combusteur, récupération des fumées, etc.) combinent trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement), souvent avec un mode de transfert de chaleur majeur. La conduction se produit dans les échangeurs de chaleur qui pénètrent dans le mur.

#### 2.6.3 Classification par méthode de transfert de chaleur

Le fonctionnement en tant que réchauffeur ou dispositif de récupération de chaleur est défini comme suit :

- Sans stockage, c'est-à-dire dans un récupérateur, il y a deux ou n passages, se déplaçant généralement en flux continu
- Transfert en utilisant le stockage. C'est-à-dire un transfert sur un régénérateur utilisant une voie unique et un flux discontinu, où la matrice de stockage est statique ou dynamique. [5]

#### 2.6.4. Classification fonctionnelle

Le passage du fluide à travers l'échangeur peut se faire avec ou sans changement de phase, selon les cas, on dit qu'on a un écoulement monophasique ou un écoulement diphasique.

#### 2.6.5. Classification par compacité de l'échangeur de chaleur

La densité est définie par le rapport de la surface d'échange au volume de l'échangeur.

#### 2.6.6. Classification par propriétés matérielles des parois d'échange

Il existe deux types de murs :

- Echangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires.
- Echangeurs de chaleur non métallique en plastique, céramique, graphite, verre, etc. [8]

**III. CHAPITRE 03 : TECHNOLOGIES DE  
AÉRORÉFRIGÉRANTS**

### 3.1. Technologie des aéroréfrigérants

#### 3.1.1 Description

Les aéroréfrigérants sont des échangeurs qui utilisent comme fluide réfrigérant l'air froid ambiant qui, après aspiration par des ventilateurs, traverse des faisceaux de tubes généralement ailetés à l'intérieur desquels circule un fluide à refroidir ou à condenser.

La circulation de l'air et du fluide côté tubes s'effectuent à courants croisés.

Les aéroréfrigérants sont constitués de faisceaux tubulaires, de système de ventilation d'air, de chambres de distribution d'air entre ventilateurs et faisceaux et de structures.

Le Standard API 661 de l'American Petroleum Institute définit les exigences concernant les matériaux utilisés, les règles d'études, de fabrication, d'inspection, d'essais, etc. pour l'utilisation d'aéroréfrigérant dans l'industrie pétrolière.

La réfrigération atmosphérique est un procédé utilisé pour évacuer, à partir d'un puits froid, la chaleur contenue dans un fluide chaud. Le puits froid utilisé dans cette dernière est l'air ambiant. Il est important de noter que les appareils de réfrigération atmosphérique fonctionnent en général en circuit ouvert compte tenu du fait que l'air chaud est rejeté après échange directement dans l'atmosphère et n'est pas recyclé lorsque le fluide à refroidir ne peut être mis en contact avec le fluide de refroidissement, les systèmes sont de conception totalement différente. La désignation devient réfrigérants secs distinguant :

L'aéroréfrigérant, dans le cas où le fluide à refroidir ne subit pas de changement d'état ;

L'aérocondenseur, dans le cas où il y a changement d'état (vapeur en liquide) [11]



*Figure III-1: Schéma d'un aéroréfrigérant [9]*

**3.1.2 Le choix entre Aéroréfrigérant/réfrigérant à eau**

Comme présenté dans l’introduction, une partie de notre travail consiste à proposer une alternative à une partie du système déjà existant. Il s’agit d’un aéroréfrigérant Une brève étude comparative est nécessaire pour justifier le choix préliminaire.

*Table III-1: Comparaison aéroréfrigérant- réfrigérant à eau*

<b>En faveur des aéroréfrigérants</b>	
<b>AEROREFRIGERANT</b>	<b>REFRIGERANT A EAU</b>
<p><input type="checkbox"/> L’air est disponible et ne coute rien.</p> <p><input type="checkbox"/> La station d’une usine n’est pas conditionnée par l’installation d’aéroréfrigérant.</p> <p><input type="checkbox"/> L’air est rarement corrosif et il n’est donc pas nécessaire de prévoir le nettoyage ou l’encrassement.</p> <p><input type="checkbox"/> Les coûts d’entretien représentent généralement 20 à 30 % de ceux de réfrigération à eau.</p>	<p><input type="checkbox"/> L’eau est généralement rare, et pour l’amener au site, des moyens coûteux sont recommandés : pompes, tuyaux, puits...etc.</p> <p><input type="checkbox"/> Pour les grands complexes en particulier, les implantations sont fonction de l’approvisionnement en eau de réfrigération.</p> <p><input type="checkbox"/> Le danger de contamination de l’eau de réfrigération est présent en cas de réfrigération d’un fluide toxique.</p> <p><input type="checkbox"/> Les équipements sont plus complexes et l’entretien est plus coûteux. L’eau contient des corps vivants qui grossissent en présence de la chaleur et causent l’encrassement de l’aéroréfrigérant.</p> <p>Un arrêt pour le démontage et le nettoyage est nécessaire à cause des oxydes déposés par certains minéraux tels que le fer.</p>

Les aéroréfrigérants peuvent être utilisés à chaque fois que l’on veut dissiper une quantité d’énergie qui ne peut être récupérée économiquement, car elle n’est pas à un niveau de température suffisant. Une approche de 6°C entre la température de l’air ambiant et la température de sortie du fluide est un minimum économiquement admissible [12] Une humification préalable de l’air dans des tours humides permet de descendre en dessous de cette approche dans les pays très chauds et très secs.

**3.1.3 Principe de fonctionnement**

L’aéroréfrigérant est utilisé pour l’abaissement de la température des fluides de process circulant dans une boucle fermée.

Le fluide chaud s’écoule à travers l’aéroréfrigérant dans le grand nombre de tubes à ailettes externes. Un ou plusieurs ventilateurs forcent l’air à travers les tubes et la chaleur du milieu chaud est transférée à l’air. L’air chaud est ensuite expulsé dans l’atmosphère, tandis que le fluide refroidi est renvoyé vers le système pour continuer le processus. Pour maximiser le

transfert de chaleur, les tubes sont équipés d'ailettes qui augmentent la surface en contact avec l'air (figure III.2).

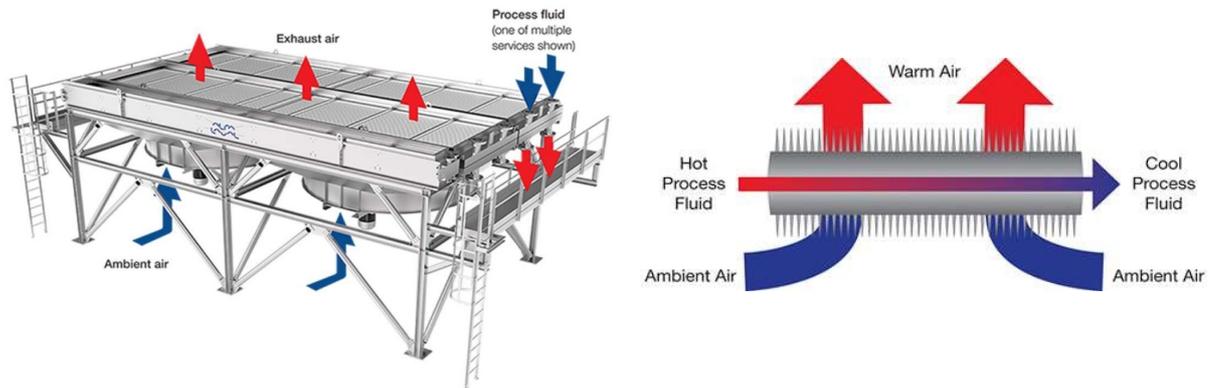


Figure III-2: Principe de fonctionnement d'un aéroréfrigérant.

### 3.4. Classification des aéroréfrigérants

On distingue deux grandes classes d'aéroréfrigérants :

- Les aéroréfrigérants à convection naturelle
- Les aéroréfrigérants à convection forcée

#### 3.1.3.1. Aéroréfrigérant à convection naturelle

Ce sont des échangeurs à tirage induit, l'air circule dans une tour grâce aux différences de densités dues aux différences de températures entre l'intérieur de la tour et l'extérieur. Les tours peuvent avoir des hauteurs de 150 mètres.

La vitesse de l'air peut dans certains cas être aussi élevée que dans les systèmes utilisant des ventilateurs. D'une manière générale, lorsque les puissances à extraire sont très grandes, l'énergie dépensée dans les ventilateurs devient importante, l'utilisation de ce type d'aéroréfrigérant se justifie. Les centrales thermiques et nucléaires utilisent les aéroréfrigérants à convection naturelle.

#### 3.1.3.2 Aéroréfrigérant utilisant un ventilateur

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

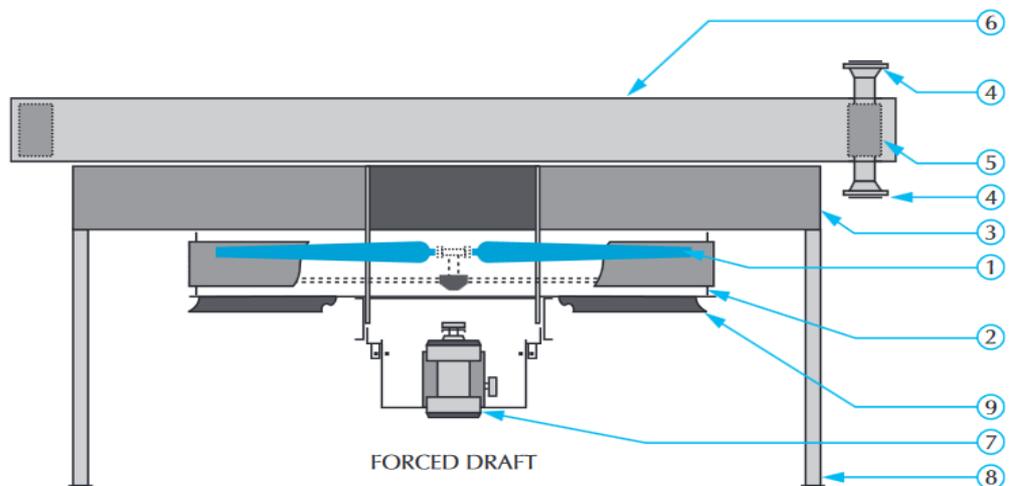
L'air de refroidissement peut être soit forcé à travers le faisceau (*tirage forcé*), soit tiré à travers celui-ci (*tirage induit*). [9]

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

❖ **Le tirage forcé**

Pour la plupart des aéroréfrigérants de produit pétroliers les faisceaux sont horizontaux. ils sont dits à air forcé ou improprement à tirage forcé lorsque les ventilateurs sont situés au-dessous des faisceaux.

L'aéroréfrigérant à tirage forcé permet un accès facile aux ventilateurs pour l'entretien et aux faisceaux ainsi la possibilité d'intervention sur un ventilateur sans arrêt. En outre sa puissance est consommée plus faible et sa maintenance est plus facile. [9]



*Figure III-3: Aéroréfrigérant à tirage forcé*

- |                          |                      |                                 |
|--------------------------|----------------------|---------------------------------|
| 1. Ventilateur           | 4. Buse              | 7. Ensemble d'entraînement      |
| 2. Anneau de ventilateur | 5. En-tête           | 8. Prise en charge des colonnes |
| 3. Plénum                | 6. Faisceau de tubes | 9. Cloche d'entrée              |

❖ **Le tirage induit**

Le tirage induit est un système de ventilation où le ventilateur est placé en aval de l'échangeur de chaleur ou de l'élément à ventiler. Ce ventilateur crée une pression négative dans le système, aspirant l'air à travers l'échangeur ou l'élément.

L'unité de tirage induite donne un refroidissement régulier et durable grâce à la protection de la surface des ailettes contre le vent, la pluie et la neige par le caisson de distribution. Le tirage induit assure également une meilleure distribution d'air, moins de recyclage d'air chaud, moins d'encrassement et abaisse des niveaux sonores.

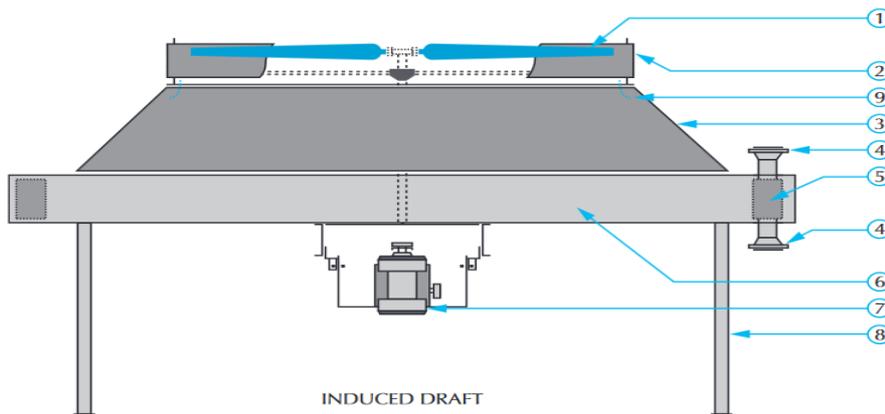


Figure III-4: Aéroréfrigérant à tirage induit

❖ Définition caractéristiques de tirage des Aéroréfrigérants

Table III-2:Caractéristiques de tirage forcé et induit

Caractéristique	Tirage Forcé	Tirage Induit
Emplacement du ventilateur	En amont de l'échangeur	En aval de l'échangeur
Mécanisme de circulation de l'air	Le ventilateur pousse l'air	Le ventilateur aspire l'air
Type de pression	Pression positive	Pression négative
Contrôle du débit d'air	Meilleur contrôle	Contrôle moins précis
Consommation énergétique	Plus élevée	Moins élevée
Applications appropriées	Nécessité d'un contrôle précis du débit	Pas de besoin de contrôle précis du débit

3.1.4. Définition d'une cellule aéroréfrigérant

Une cellule Aéroréfrigérant (appelée également baie d'aéroréfrigérant) est constituée essentiellement :

- Des faisceaux échangeurs;
- Un collecteur d'alimentation en vapeur ;
- Un système de ventilateurs mécaniques entraînés par un moteur ;
- D'une transmission réductrice reliant le moteur au ventilateur ;
- Des pièces de tôlerie composant le bardage ;
- D'une charpente métallique.
- Un système de control et instruments de mesure (facultatif).

### 3.4.3.1. Les faisceaux

Ils sont constitués de tubes généralement ailetés, de boîtes de distribution et de châssis assurant la rigidité de l'ensemble.

#### a) tubes ailetés

Les tubes peuvent être de pratiquement n'importe quel matériau disponible, tel que l'acier au carbone, l'acier inoxydable, le laiton de l'Amirauté ou des alliages plus exotiques. Le diamètre extérieur minimum préféré est d'un pouce.

Certains fabricants utilisent parfois des tubes plus petits, mais la plupart des refroidisseurs de processus ont des tubes de 1,0", 1,25" ou 1,5" de diamètre extérieur.

Les épaisseurs minimales des parois des tubes varient en fonction du matériau. Dans certains cas, la pression de conception et la température de conception de l'aéroréfrigérant régissent l'épaisseur minimale.

Les ailettes sont presque toujours en aluminium. Le type d'ailette le plus courant est le type à pied en L à enroulement hélicoïdal. Ceux-ci sont utilisés lorsque les températures de processus sont inférieures à environ 350 °F.

La spécification API demande des bandes de zinc coulé aux extrémités des tubes pour empêcher les ailettes de se dérouler. Certains des meilleurs fabricants utilisent également des bandes de zinc coulé sur les supports de tube. Pour des températures de processus plus élevées, la plupart des clients préfèrent des ailettes intégrées ou extrudées. Les ailettes intégrées ont les capacités de température les plus élevées. Ils sont fabriqués par un processus qui découpe une rainure hélicoïdale dans le diamètre extérieur de tube, enroule l'ailette dans la rainure, puis enroule le métal refoulé du tube contre l'ailette pour le verrouiller en place. La paroi du tube doit être plus épaisse avec des ailettes encastrées à cause de la rainure.[10]

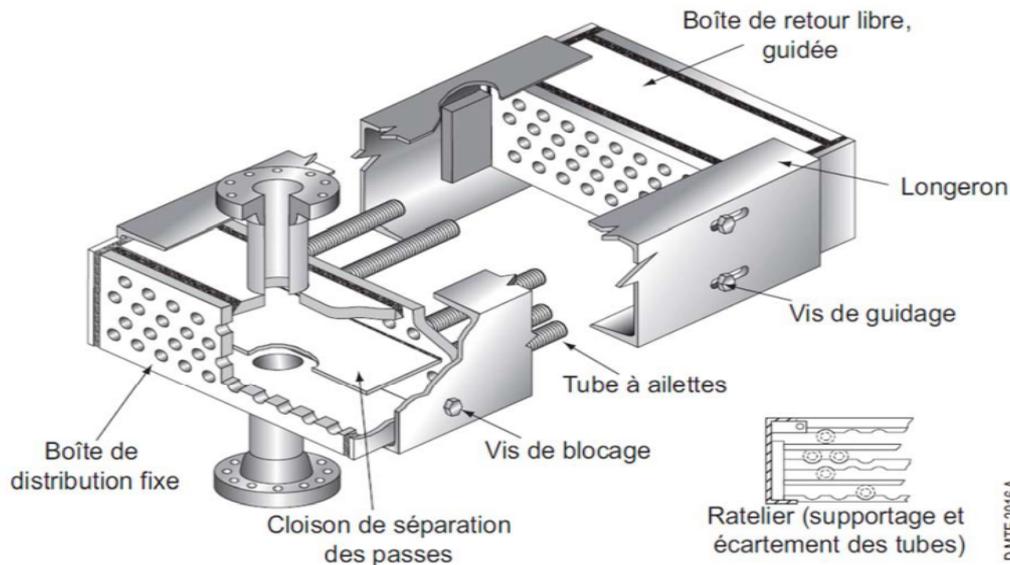


*Figure III-5: Tubes à ailette*

#### b) Les boîtes de distributions ou collecteurs

Les boîtes ou collecteurs permettent d'introduire et de répartir le fluide chaud à l'intérieur des tubes et de récupérer le fluide réfrigéré ou condensé à la sortie. Sauf pour les collecteurs cylindriques, les boîtes comprennent chacune une plaque tubulaire dans laquelle sont fixées les extrémités des tubes par dudgeonnage ou par soudage. La répartition du fluide en une ou

plusieurs passes est assurée par des plaques de séparation soudées. Les tubulures d'entrée et de sortie du fluide sont soudées sur les boîtes ou collecteurs.

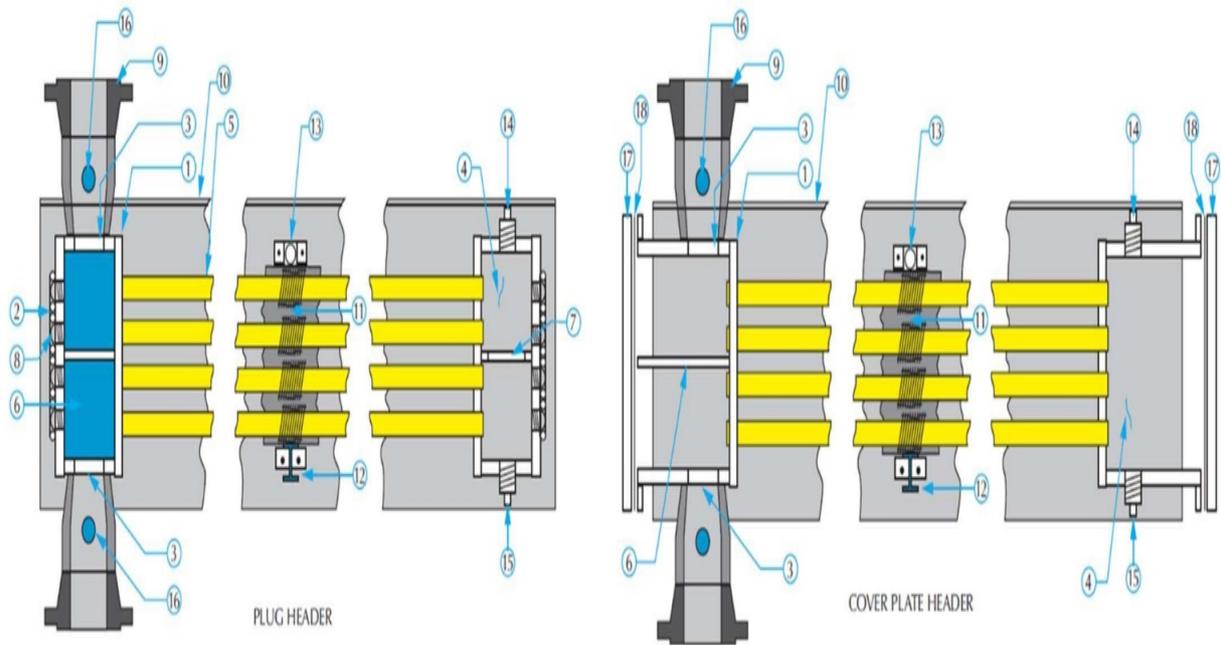


*Figure III-6:vue générale pour boîtes de distribution et collecteur [12]*

Les Différents types de boîtes ou collecteurs peuvent être adaptés aux conditions de service et impératifs de maintenance.

Les collecteurs sont les boîtes aux extrémités des tubes qui distribuent le fluide de la tuyauterie aux tubes. Presque tous les collecteurs des aéroréfrigérants sont des boîtes rectangulaires soudées. Une grande majorité des embases sont de type plug. Cela signifie qu'il y a un bouchon à épaulement en face de chaque tube qui permet l'accès pour l'inspection et le nettoyage des tubes individuels.

L'autre type courant d'un collecteur est le type de plaque de couverture ou de capot, cela signifie généralement des applications où l'encrassement est un problème potentiel et où le faisceau de tubes peut nécessiter un nettoyage interne occasionnel. Comme son nom l'indique, ceux-ci ont une plaque amovible à l'arrière de la boîte de distribution à l'opposé des tubes. La plaque de couverture est fixée au collecteur par un ensemble de goujons ou de boulons traversants à une bride autour du périmètre du collecteur. Un collecteur de capot est similaire, mais de construction opposée. L'ensemble de la boîte de distribution ou du capot se boulonne à la plaque tubulaire et se détache. Les collecteurs sont généralement construits en acier au carbone ou en acier inoxydable, mais parfois des alliages plus exotiques sont utilisés pour la résistance à la corrosion. Le choix des matériaux est généralement effectué par le client. [10]



- |                                     |                                 |
|-------------------------------------|---------------------------------|
| 1. Plaque tubulaire                 | 10. Cadre lateral               |
| 2. Plaque de bouchons               | 11. Entretoise de tube          |
| 3. Plaques supérieure et inférieure | 12. Traverse de support de tube |
| 4. Plaque d'extrémité               | 13. Gardien de tube             |
| 5. Tube                             | 14. Évent                       |
| 6. Passer la partition              | 15. Drainage                    |
| 7. Raidisseur                       | 16. Connexion de l'instrument   |
| 8. Branchez                         | 17. Plaque de recouvrement      |
| 9. Buse                             | 18. Joint d'étanchéité          |

### 3.1.5. Assemblage et arrangements des faisceaux tubulaires

#### ❖ Nombre de tubes d'un faisceau

Les faisceaux sont obtenus par assemblage de tubes ailetés, de collecteurs, de supports de tubes pour éviter leur fléchissement et de longerons constituant le châssis et contribuant à la rigidité de l'ensemble.

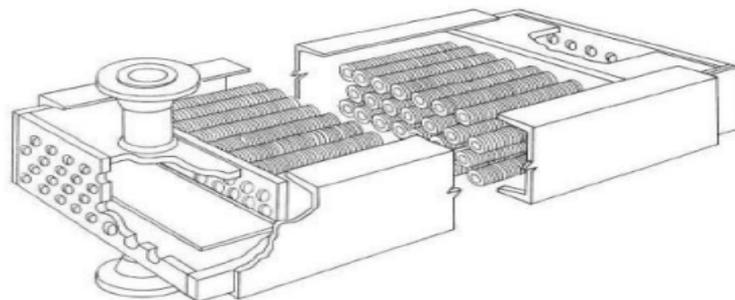


Figure III-7: vue générale d'un faisceau tubulaire

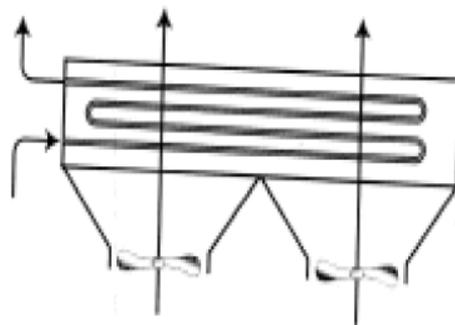
La largeur maximale d'un faisceau est limitée à 3,2 ou 3,5 m, selon les constructeurs. Pour la solution classique de tubes ailetés 1 inch – 2 inch 1/4 in avec un pas de 2 1/2 in, une largeur de 3,5 m permet de loger 54 tubes constituant une rangée (une nappe). Par ailleurs, le nombre minimum recommandé de nappes ou rangées est égal à 4 pour obtenir une circulation à courants croisés bien établie, l'écoulement n'étant pas vraiment transversal pour un nombre de rangées moindre. Pour une largeur de faisceau donnée, l'augmentation du nombre de rangées permet d'installer une surface d'échange plus grande par faisceau ceci peut être intéressant pour l'encombrement. La contrepartie est de réduire la vitesse de l'air sous peine d'installer des puissances de ventilation prohibitives ; la réduction de vitesse de l'air conduit à un coefficient de transfert thermique et à un potentiel moyen de température moindres, nécessitant alors une surface d'échange plus importante. Le choix du nombre de rangées est donc primordial et doit être optimisé ; néanmoins il est courant d'installer 4 à 6 rangées de tubes par faisceau. Pour une largeur de 3,5 m et des tubes de diamètre nominal 1 in, un pas triangulaire de 2 1/2 in, l'adoption de 6 rangées conduit à 324 tubes. [13]

#### ❖ Répartition des passages et des tubes par passage

La répartition du nombre de passages du côté des tubes et la disposition des tubes sur chaque passage permettent d'ajuster les vitesses d'écoulement du fluide à refroidir ou à condenser. Cette répartition est effectuée à l'aide de cloisons de séparation dans les boîtes ou collecteurs, où il est possible d'avoir un nombre égal ou différent de rangées sur chaque passage.

#### ❖ Organisation de la circulation

Pour une efficacité optimale, la circulation en courants croisés doit être en contre-courant global, où l'entrée du produit à refroidir ou à condenser se situe du côté de la sortie de l'air. Une organisation en co-courant global est moins performante en termes d'échange thermique, mais peut être avantageuse en cas de risque de gel, car la température de la paroi des tubes, intermédiaire entre celle de l'air et du produit, est plus élevée que dans un système en contre-courant global, réduisant ainsi les risques

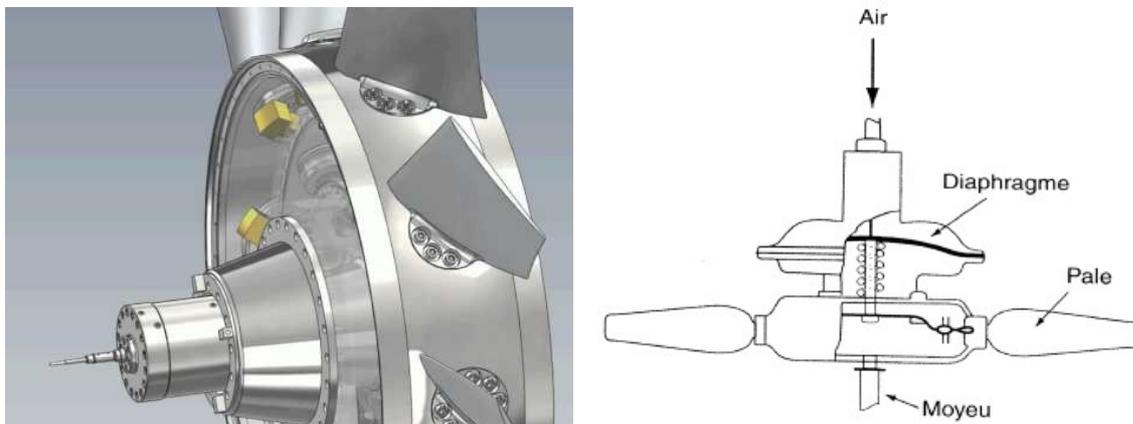


*Figure III-8: L'organisation à contre-courant et à co-courant*

### 3.1.6. Les systèmes de ventilation

Une distribution uniforme de l'air à travers le faisceau de tubes est essentielle pour un transfert de chaleur prévisible et uniforme. Ceci est réalisé par une couverture adéquate du ventilateur et une perte de pression statique à travers le faisceau. Une bonne pratique consiste à maintenir la surface projetée du ventilateur à un minimum de 40 % de la surface projetée du faisceau de tubes et la perte de pression statique du faisceau à au moins 3,5 fois la perte de pression de vitesse à travers l'anneau du ventilateur. Pour une unité à deux ventilateurs, cela est généralement assuré si le rapport de la longueur du tube à la largeur du faisceau est compris entre 3 et 3,5 et le nombre de rangées de tubes est maintenu à 4 rangées minimum avec la surface libre nette pour le flux d'air à environ 50 % de la surface frontale du faisceau.

Les ventilateurs peuvent avoir une taille allant de 3 à 60 pieds de diamètre et peuvent avoir de 2 à 20 pales. Les lames peuvent être en bois, en acier, en aluminium ou en plastique renforcé de fibre de verre, et peuvent être pleines ou creuses. Les lames peuvent avoir 6 côtés droits ou être profilées. Le type le plus efficace a une corde large près du centre et se rétrécit en une corde étroite à la pointe, avec une légère torsion. La torsion et la conicité compensent la vitesse plus lente de la pale plus près du centre pour produire un profil de vitesse d'air uniforme et efficace.



*Figure III-9: Ventilateur [4]*

### 3.1.7. Chambres de distribution d'air « Plénums »

Le plénum d'air est une enceinte qui assure la circulation régulière de l'air entre le ventilateur et le faisceau.

Les plénums peuvent être de type caisson ou de type incliné. Le type incliné donne la meilleure répartition de l'air sur les faisceaux, mais est presque exclusivement utilisé avec un tirage induit car la suspension d'un support de machinerie à partir d'un plénum à tirage forcé incliné présente des difficultés structure

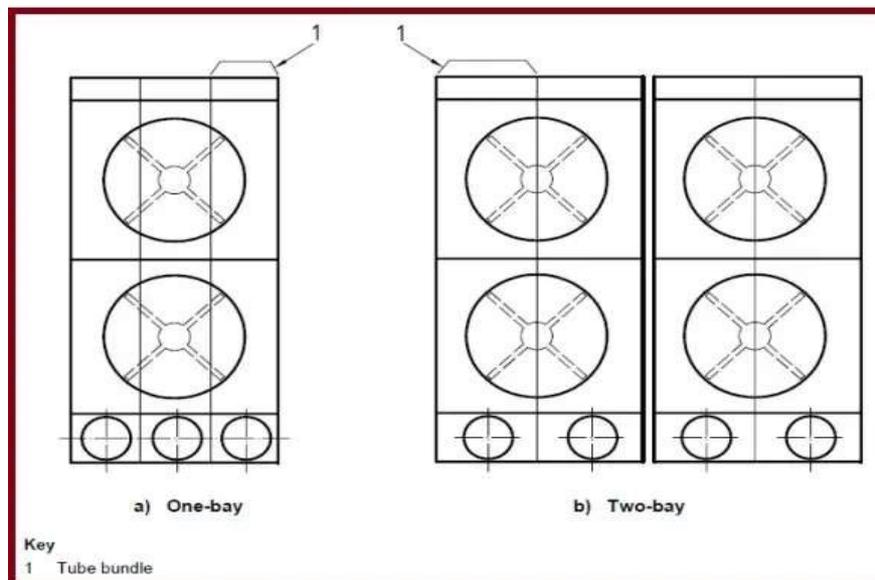
**3.1.8. Structure**

La structure se compose de colonnes, de contreventements et de traverses qui supportent l'aéroréfrigérant à une hauteur suffisante au-dessus du niveau du sol pour permettre au volume d'air nécessaire d'entrer en dessous à une vitesse d'approche suffisamment faible pour permettre un fonctionnement sans entrave du ventilateur et pour empêcher la recirculation indésirable de l'air chaud. Pour conserver l'espace au sol dans les raffineries de pétrole et les usines chimiques, les aéroréfrigérants sont généralement montés au-dessus et soutenus par des supports de tuyaux avec d'autres équipements occupant l'espace sous le support de tuyaux. Les structures des aéroréfrigérants sont conçues pour les charges appropriées de vent, de neige, sismiques, de tuyauterie, permanentes et vives.

**3.1.8 L'ensemble d'aéroréfrigérants**

L'ensemble d'aéroréfrigérants mis en place pour un service donné est appelé unité, cet ensemble est constitué d'une ou plusieurs baies (ou sections) en parallèle, chaque baie comprenant elle-même un ou plusieurs faisceaux en parallèle. Plusieurs unités regroupées constituent un banc.

La disposition des baies dans l'aéroréfrigérant pour Un ou plusieurs faisceaux de tubes, desservis par deux ventilateurs ou plus, y compris la structure, le plénum et d'autres équipements auxiliaires, sont appelés une baie dans un aéroréfrigérant.



*Figure III-10 : Disposition des baies dans les aéroréfrigérants*

**3.1.9. Le système de control :**

Dans les grandes installations, le système de control devient efficace et l'utilisation des appareils de mesures indispensables. Ainsi ; plusieurs transmetteurs et interrupteurs de pression, de température, de niveau et de vibration seront placés.

Ces transmetteurs servent à avoir les valeurs de pression et de température à la sortie des faisceaux et les comparer aux valeurs se trouvant sur les diagrammes T-P, pour s'assurer que la condensation a eu lieu. [11]

**3.2 Principaux problèmes des aéroréfrigérants**

Les Problèmes de performance liés à la conception et l'installation de l'aéroréfrigérant, peuvent avoir un impact significatif sur l'efficacité énergétique, le fonctionnement et la fiabilité des systèmes de refroidissement industriels.

Les problèmes courants associés à la conception et l'installation des aéroréfrigérants sont :

- a) Distribution inégale de l'air : Une mauvaise distribution de l'air à travers les tubes ou les plaques de l'aéroréfrigérant peut entraîner des zones mortes où le transfert de chaleur est moins efficace. Cela peut provoquer des gradients de température indésirables et une performance inégale.
- b) Ventilation insuffisante : Les aéroréfrigérants nécessitent une bonne circulation d'air pour dissiper la chaleur. Si la conception ne permet pas une ventilation adéquate, cela peut entraîner une accumulation de chaleur et une réduction de l'efficacité du refroidissement.
- c) Choix de matériaux inappropriés : Le choix des matériaux pour les tubes, les ailettes et les autres composants de l'aéroréfrigérant est crucial pour assurer une longue durée de vie et une performance optimale. L'utilisation de matériaux incompatibles avec les conditions environnementales ou les fluides de refroidissement peut entraîner une corrosion prématurée, une détérioration et une perte de performance.
- d) Mauvaise isolation thermique : L'isolation inadéquate de certaines parties de l'aéroréfrigérant peut entraîner des fuites de chaleur et une perte d'efficacité.
- e) Problèmes de maintenance : Une conception complexe et difficile à entretenir peut entraîner des retards dans la maintenance préventive, ce qui peut à son tour entraîner une dégradation de la performance au fil du temps.
- f) Écrasement des ailettes : L'espacement des ailettes est la distance entre les ailettes utilisées sur les aéroréfrigérants. L'augmentation ou la diminution de l'espacement des ailettes a un impact majeur sur la performance [12]



*Figure III-11: Encrassement et déformation des ailettes*

### 3.2.1. Problèmes de corrosion des tubes à ailettes

La corrosion des ailettes peut être très grave, au point de réduire de plus de moitié la longueur utile des ailettes. Les résultats montrent que les tubes à ailettes utilisés dans les Aéroréfrigérants sont sujets à une corrosion sévère dans les atmosphères industrielles. Cela peut entraîner une réduction de l'efficacité à moins que des mesures appropriées ne soient prises.



*Figure III-12: Phénomène de corrosion des ailettes*

### 3.3. Technique de nettoyage et de désembouage

Le maintien de performances optimales est un élément essentiel de la production dans les installations et le nettoyage des aéroréfrigérants est un élément essentiel de tout programme de maintenance. Les aéroréfrigérants ont des caractéristiques uniques qui créent un ensemble de défis différents pour le nettoyage et l'entretien que les échangeurs de chaleur traditionnels à calandre et à tube.

Le nettoyage des aéroréfrigérants se concentre davantage sur le nettoyage du côté air de l'aéroréfrigérant, tandis que l'entretien typique des échangeurs à calandre et à tubes se fait principalement en nettoyant l'intérieur des tubes.

Les surfaces encrassées du côté air de l'aéroréfrigérant peuvent causer une contrainte excessive sur le système en consommant plus d'énergie pour obtenir le transfert de chaleur souhaité. Les aéroréfrigérants peuvent être encrassés par la poussière, la saleté, les débris, le pollen, les feuilles, les insectes et même les carcasses de petits animaux. Des intervalles réguliers de nettoyage de l'aéroréfrigérant élimineront ces dépôts d'ailettes, augmenteront l'efficacité du processus de transfert de chaleur et prolongeront le cycle de vie de l'aéroréfrigérant.

Jusqu'à présent, seules quelques solutions pour nettoyer les aéroréfrigérants

- Nettoyage manuel à haute pression (Nettoyage à l'eau )
- Système semi automatisé

**Nettoyage chimique / mousse active**



*Figure III-13 : Système de nettoyage de l'aéroréfrigérant*

### 3.5. Dimensionnement des aérocondenseurs

Comme cité précédemment pour tous les échangeurs de chaleur, plusieurs méthodes existent pour permettre de choisir l'aérocondenseur adapté pour le cas étudié, Certaines sociétés développent leurs propres méthodes de calculs et logiciels de dimensionnement et de conception dans ce qui suit nous allons présenter quelques-unes.

Le principe reste toujours le même : choisir le couple débit d'air/pertes de charge côté air qui définit la puissance électrique nécessaire à l'entraînement des ventilateurs. En d'autres termes, il s'agit de déterminer le meilleur compromis entre l'évacuation de la chaleur du fluide

chaud vers l'air ambiant et la perte de charge générée par le passage de l'air entre les tubes des faisceaux.

**3.5.1. La température d'entrée de l'air pour la conception :**

La valeur de la température de l'air prise pour le dimensionnement de l'aéroréfrigérant est d'une grande importance.

Pour des raisons d'économie ; cette température n'est prise égale à a température maximale du site, mais à la température de l'air qui n'est pas dépassée pendant 94 % des heures opérationnelles. Cela permet de la réduire de 12 à 14 °C, et de réduire le coût jusqu'à 50%. En cas d'une température d'air relativement élevée, l'humidification de l'air peut servir aussi. Par exemple, si la température de l'air est de 32°C, sa température humide peut varier entre 20 et 24 °C selon son humidité relative. Cependant, il ne faut pas oublier les risques de corrosion causés par l'humidification.

Les stations météorologiques peuvent nous fournir des courbes de variation annuelle de température.

Pour tenir compte des sources de chaleur locales, on peut ajouter quelques degrés à cette température. Notons toutefois, qu'il faut éviter les emplacements d'aéroréfrigérants proche des sources de radiation de chaleur (fours, colonnes .... etc.).

**3.5.2. La température de sortie de l'air pour la conception :**

Pour éviter tout endommagement, spécialement des ailettes, la température de sortie de l'air ne doit pas dépasser 104°C en cas de tirage induit. Dans les cas de tirage forcé, elle peut aller à 160°C.

Le choix de cette température est très important dans l'étude économique. Il influe directement sur la puissance à fournir et par conséquent sur le coût à considérer. En effet, plus cette température augmente, plus la puissance à fournir diminue. Mais au même temps, le coefficient de transfert côté air et le DTLM diminuent, ce qui augmente la taille de l'unité et par conséquent son coût d'investissement total. [14]

**3.5.3 Le choix du couple ventilateur/moteur :**

Chaque fournisseur de ventilateurs dispose d'une banque de données des courbes de performances. Ces graphes présentent la relation entre le débit volumique de l'air, la pression statique du ventilateur, sa vitesse et son efficacité. Des logiciels de choix de ventilateurs développés par les fournisseurs existent.

La puissance à fournir par le ventilateur est donnée par :

$$P_{vent} = \frac{(\Delta Pt)_{vent} V_2}{\eta_{vent}} \dots\dots\dots III-1$$

La puissance du moteur doit tenir compte de son efficacité et de l'efficacité d'entraînement. Elle est donnée par la relation suivante :

$$P_{mot} = \frac{P_{vent}}{\eta_{ent} \eta_{mot}} \dots\dots\dots III-2$$

Il est recommandé que la puissance du moteur à installer soit augmentée de 10%. [15]

**IV. Chapitre 4 : La partie calcul, simulation et  
interprétation des résultats**

---

## Introduction

Ce chapitre, consacré principalement à l'étude de faisabilité et l'impact de l'aéroréfrigérant 100-AM106A/F sur le taux marche de U100 Unité Topping -RA2K, est subdivisé en trois parties principales.

- ❖ La première partie nous allons décrire la problématique et expliquer la méthodologie de résolution.
- ❖ La seconde partie sera réservée aux calculs et résultats
- ❖ La dernière partie sera dédiée aux interprétations

### 4.1. Problématique à étudier

Dans l'unité U-100, le refroidissement de la Naphta jusqu'à la température de stockage est compromis pendant les mois d'été en raison de températures ambiantes élevées. Cette difficulté entraîne une réduction de la production générale de la raffinerie, impactant ainsi son efficacité opérationnelle et ses revenus. Deux solutions sont envisagées pour résoudre ce problème :

- **Calcul vérificatif et redimensionner la batterie de l'aéroréfrigérant A/106 :**

Une analyse approfondie des calculs thermiques fournis par le constructeur de l'aéroréfrigérant A/106 est nécessaire pour évaluer la capacité du système à fonctionner efficacement dans les conditions ambiantes rencontrées pendant les mois d'été. Cette vérification implique de comparer les spécifications techniques de l'aéroréfrigérant avec les données réelles de performance et de température relevées sur le site.

Si les calculs thermiques révèlent des insuffisances dans la capacité de refroidissement de l'aéroréfrigérant A/106 pendant les mois d'été, il pourrait être nécessaire de redimensionner la batterie existante ou d'installer une nouvelle batterie plus performante. Cette nouvelle batterie serait conçue pour répondre aux exigences de refroidissement spécifiques aux conditions climatiques estivales, ce qui garantirait un fonctionnement plus efficace de l'unité de raffinage pendant cette période critique.

- **Connecter la charge de l'aéroréfrigérant de Naphta A/106 avec celui de l'aéroréfrigérant de LGO A/102 :**

Dans votre configuration actuelle, l'aéroréfrigérant de Naphta A/106 rencontre des difficultés à maintenir les températures de refroidissement nécessaires pendant les mois d'été en raison des températures ambiantes élevées.

L'aéroréfrigérant de LGO A/102, situé à proximité à l'aéroréfrigérant de Naphta A/106, pourrait potentiellement aider à dissiper une partie de la chaleur excédentaire. Cependant, l'absence de charge de LGO empêche actuellement cette connexion.

Pour résoudre ce problème, il a été proposé d'installer une vanne de dérivation (jaud vanne) entre les deux aéroréfrigérants. Cette vanne permettrait de réguler le flux de chaleur entre les deux systèmes, en permettant à une partie de la charge de Naphta de circuler vers l'aéroréfrigérant de LGO lorsque cela est nécessaire pour maintenir les températures de refroidissement requises. Cette solution pourrait améliorer l'efficacité globale du système de refroidissement pendant les mois d'été, en optimisant l'utilisation des ressources disponibles.

## 4.2. Vérification de la batterie d'aéroréfrigérants A-106 A/F par le logiciel de simulation Aspen Hysys (EDR)

### 4.2.1. Données de départ

Les données de design sont au niveau des annexes (E) et (F).

Le tableau ci-dessous présente les données initiales essentielles concernant le Naphta, Dans l'aéroréfrigérant A-106 A/F, le Naphta subit un processus de refroidissement essentiel pour maintenir des températures spécifiques afin d'assurer sa stabilité et sa qualité. Comprendre ces propriétés est fondamental pour évaluer la performance de l'aéroréfrigérant et identifier d'éventuels ajustements ou améliorations nécessaires pour optimiser son fonctionnement.

**Tableau IV-1:** Données de départ du Naphta de l'aéroréfrigérant (A-106 A/F)

Propriété	Valeur
Température entrée - - [°C]	124,5
Température sortie - - [°C]	50
Masse volumique liquide - $\rho$ - [kg/]	657,81
Chaleur spécifique liquide - - [kcal/kg, °C]	0,5732
Conductivité thermique - $\lambda$ - [kcal/h.m.°C]	0,0946
Viscosité dynamique liquide - $\mu$ - [kg / m.s]	0,000261
Résistance d'encrassement - - [h.m <sup>2</sup> . °C/kcal]	0,0001
Débit massique - M - [kg/h]	398481

Le tableau ci-dessous présente les données de départ essentielles concernant l'air pour évaluer l'efficacité du transfert de chaleur et la performance globale du système de refroidissement.

**Table IV-2:** Données de départ du l'air

<i>Propriété</i>	<i>Valeur</i>
<i>Température entrée -- [°C]</i>	37
<i>Chaleur spécifique - - [kcal/kg, °C]</i>	0,2406
<i>La masse volumique de l'air à t = 37 -[kg/]</i>	1,104
<i>Conductivité thermique de l'air - - [kcal/h.m.°C]</i>	0,0231
<i>Viscosité dynamique de l'air - - [kg / m.s]</i>	1,89.
<i>Résistance d'encrassement - - [h.m<sup>2</sup>. °C/kcal]</i>	0,0002
<i>Diamètre du ventilateur (m)</i>	4,26
<i>Volume d'air réel par ventilateur, -- /s</i>	120,96

Le tableau ci-dessous présente les données de départ détaillées de l'aéroréfrigérant (A-106 A/F), Ces données comprennent des paramètres géométriques et thermiques pour évaluer la capacité de l'aéroréfrigérant.

*Tableau IV-3: Données de départ du l'aéroréfrigérant (A-106 A/F).*

Propriété	Valeur
Diamètre extérieur des tubes (m)	0,0254
Diamètre intérieur des tubes (m)	0,0226
Longueur des tubes L(m)	12,5
Largeur de la cellule (m)	5,40
Pas des tubes (triangulaires), (m),	0,069850
Nombre de rangées	6
Nombre de tubes total	1296
Nombre de passes	3
Nombre de tubes par rangée	36
Nombre de cellules	3
Nombre de faisceaux	6
Nombre de ventilateurs	6
Nombre de tubes par faisceaux	216
Diamètre extérieur d'ailettes (m)	0,05715
Epaisseur d'ailettes (m)	0,0004
Hauteur d'ailettes (m)	0,01578
Nombre d'ailettes par mètre	433
Rapport, /	22,81
Espacement entre les ailettes (m)	0,0019
Diamètre racine (m)	0,0258
résistance ailette () - [h.m <sup>2</sup> . °c/kcal]	0,000151

#### 4.2.1. les etapes de simulation

La production de Naphta Moyen B et de Naphta Lourd à partir la colonne de préfractionnement T200 et distillation T300. En utilisant le logiciel Aspen HYSYS, nous avons simulé avec précision les processus de préparation de ces deux charges de naphta. Dans cette étude, nous examinons en détail les résultats de simulation obtenus pour et garantir un rendement optimal ainsi qu'une qualité maximale pour la Naphta Moyen B et la Naphta Lourd C.

#### A. La production de Naphta Moyenne B

A partir de la colonne de préfractionnement T200, Nous examinons les différentes étapes de ce processus, y compris les conditions de fonctionnement de la colonne, les flux de matière et les paramètres de simulation. En analysant les résultats de simulation obtenus, nous cherchons à comprendre les performances du système, à identifier les paramètres critiques et à optimiser les conditions de fonctionnement pour maximiser le rendement et la qualité de la Naphta qui sortir à partir la colonne de préfractionnement.

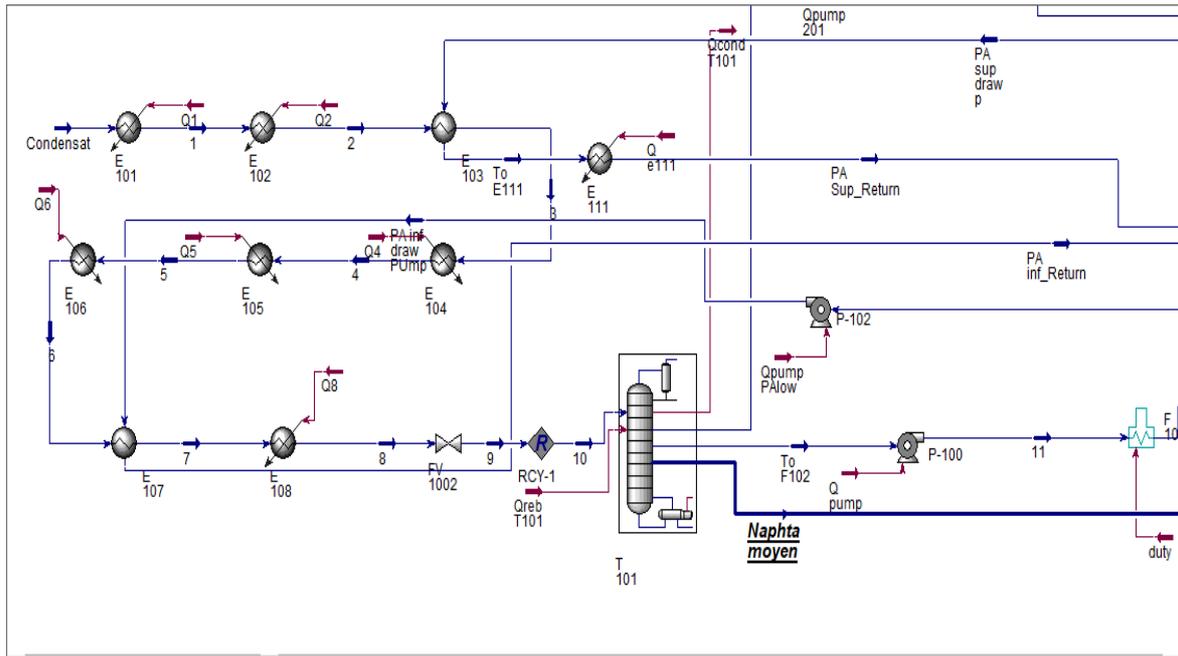


Figure IV-1: Simulation de colonne de préfractionnement de production Naphta

**B. La production de Naphta Lourd C**

Dans cette partie de l'étude, nous nous concentrons sur la simulation de la production de Naphta Lourd C. on a compris les conditions de fonctionnement de la colonne T200, les flux de matière et les paramètres de simulation. En analysant les résultats de simulation obtenus, nous cherchons à comprendre les performances du système, à identifier les paramètres critiques et à optimiser les conditions de fonctionnement pour maximiser le rendement et la qualité de la Naphta Lourd à partir de colonne de Topping T200 (naphta C).

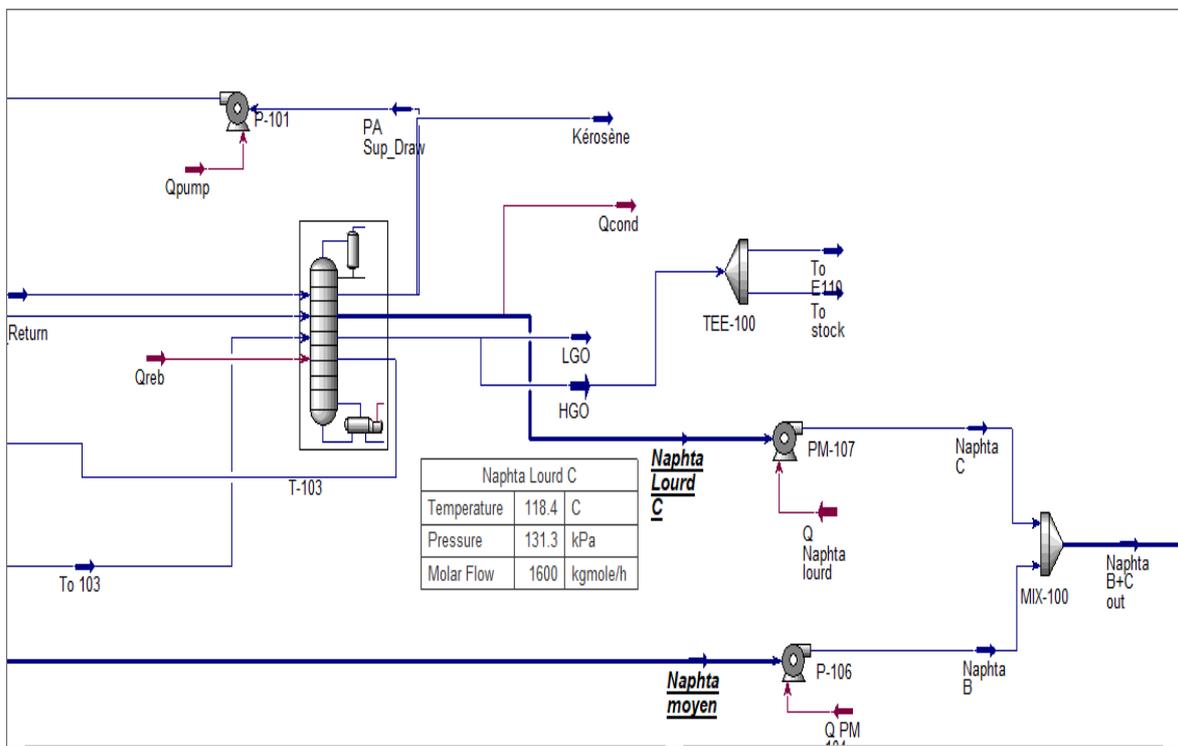
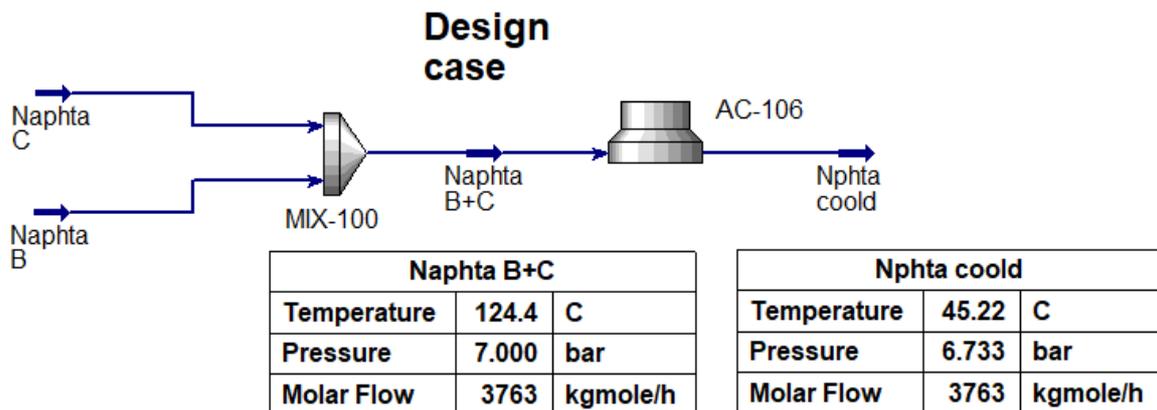


Figure IV-2: Colonne de distillation Topping de production de Naphta lourd C

**C. La production de la charge totale de Naphta B et Naphta C**

D'après la simulation de la figure IV.2 qui donner les charges de Naphta Moyen B et de Naphta Lourd C individuellement à partir de leurs colonnes respectives, nous les assemblons dans un mixer pour former une charge combinée de Naphta B+C, La charge composé est introduite dans l'aéroréfrigérant A/F106.



*Figure IV-3: la charge totale de naphta B+C*

Dans cette partie nous examinons attentivement les données importées et les résultats de simulation générés par Aspen EDR pour garantir la précision et la fiabilité de notre analyse. Notre objectif est de vérifier la cohérence entre les données de départ et les résultats obtenus. En suivant cette approche méthodique, nous assurerons la validité de notre analyse des systèmes de refroidissement dans les unités de raffinage, contribuant ainsi à des recommandations optimales pour améliorer leurs performances opérationnelles et énergétiques.

L'utilisation du logiciel Aspen EDR offre une approche efficace pour modéliser et simuler le comportement thermodynamique des aéroréfrigérants dans des conditions opérationnelles variées. En exploitant les capacités de ce logiciel, il est possible d'obtenir des prédictions précises sur les performances thermiques de l'aéroréfrigérant, ce qui facilite la prise de décision éclairée lors de la conception ou de l'exploitation d'un système de refroidissement.

4.2.2. Validation des données importées

a) On choisit le type de l'aéroréfrigérant (type forcée) et définir les données du process :

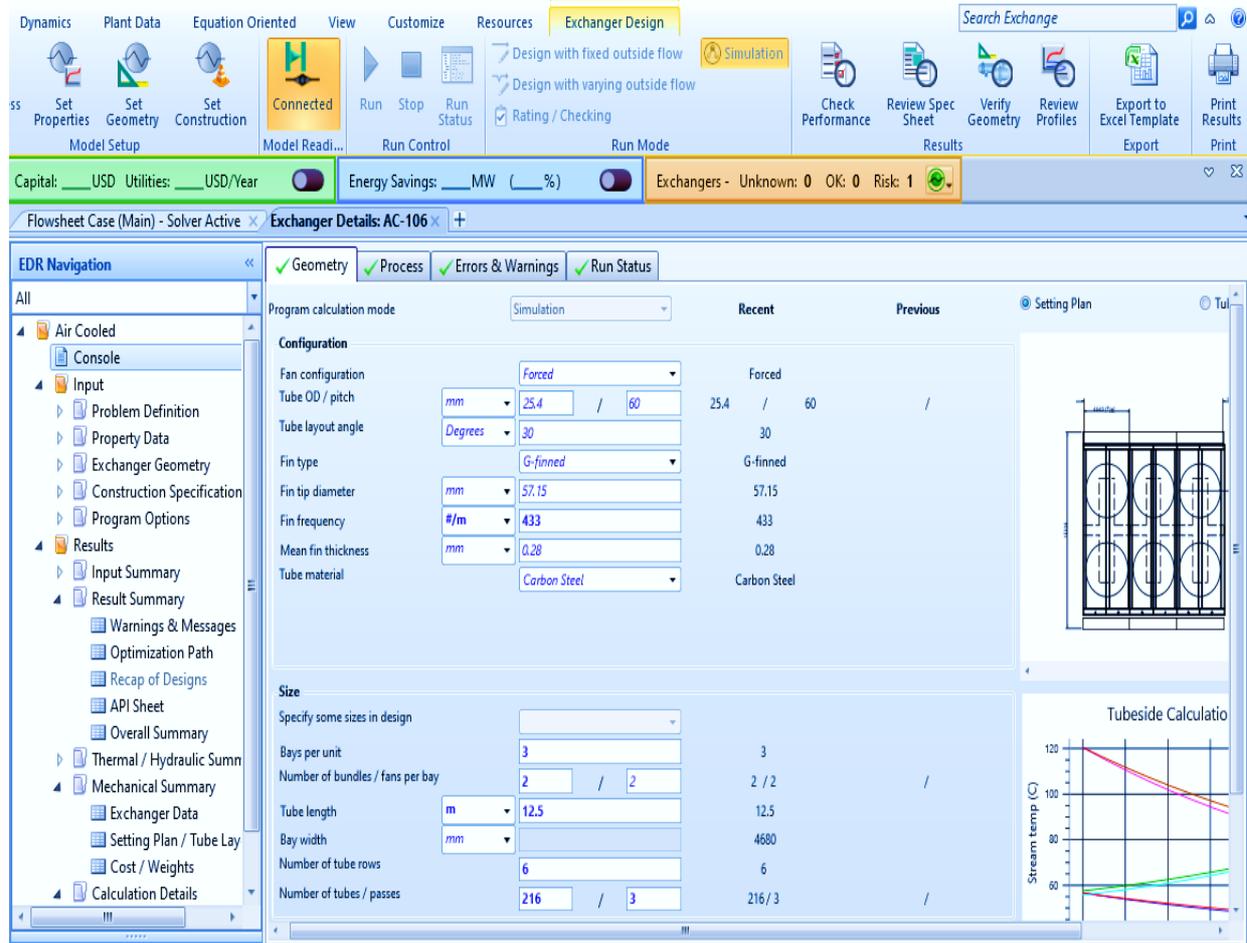


Figure IV-4: données de processus de l'aéroréfrigérant A-106 A/F

b) Propriété de liquide :

Tableau IV-4: Propriété de fluide (Naphta)

Température	Quantité chaleur	Conductivité Thermique	Viscosité	la densité
C	KJ/(kg*K)	W/(m*K)	cp	kg/m <sup>3</sup>
47	2.13	0.1067	0.3523	687.89
52.53	2.158	0.1059	0.3342	682.92
63.59	2.215	0.1042	0.3019	672.85
69.12	2.243	0.1033	0.2874	667.74
74.65	2.272	0.1025	0.2738	662.57
80.18	2.301	0.1016	0.2612	657.34
85.71	2.33	0.1007	0.2493	652.06
96.77	2.389	0.0989	0.2277	641.28
102.3	2.419	0.098	0.2179	635.78
107.83	2.45	0.0971	0.2086	630.21
118.89	2.513	0.0952	0.1915	618.79
124.42	2.545	0.0942	0.1836	612.93

c) Définir la géométrie des ailettes, les tubes, les baie

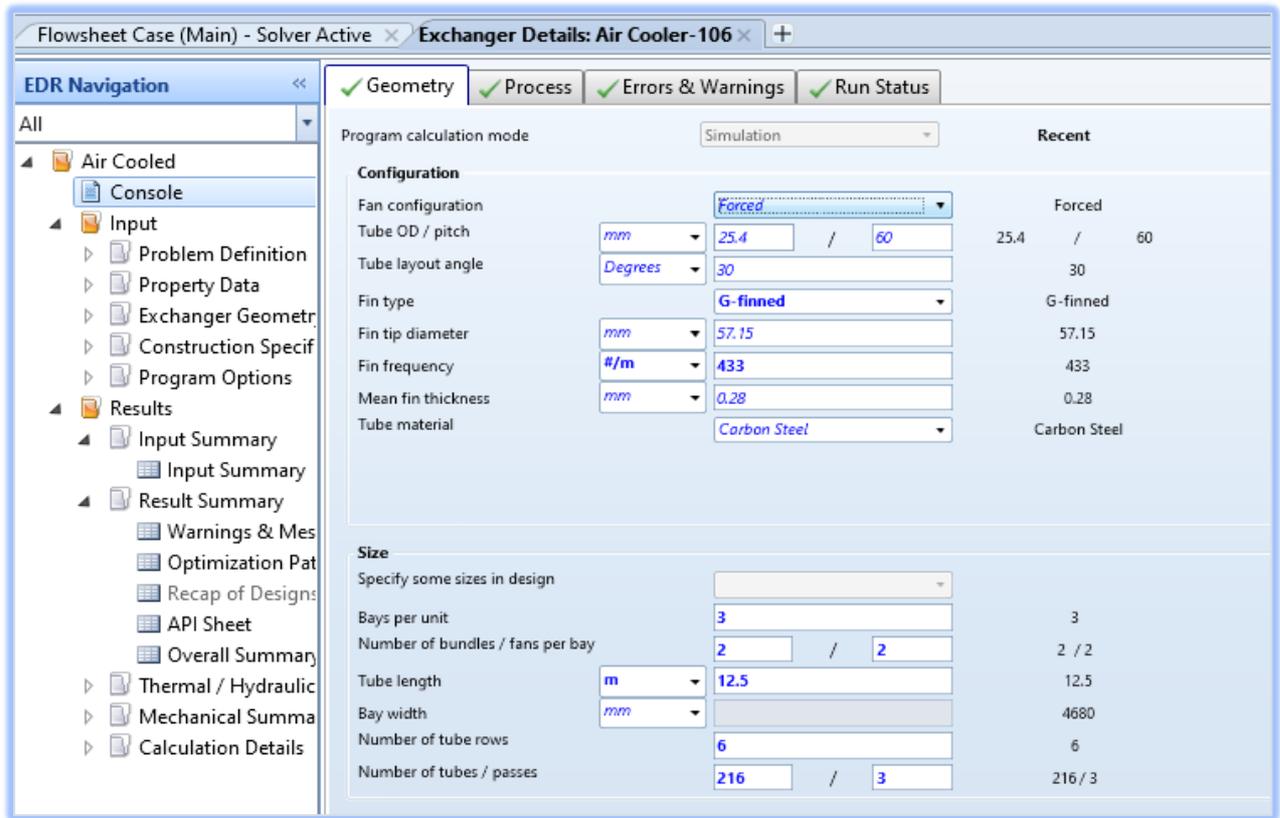


Figure IV-5: la géométrie de l'aéroréfrigérant A/C106

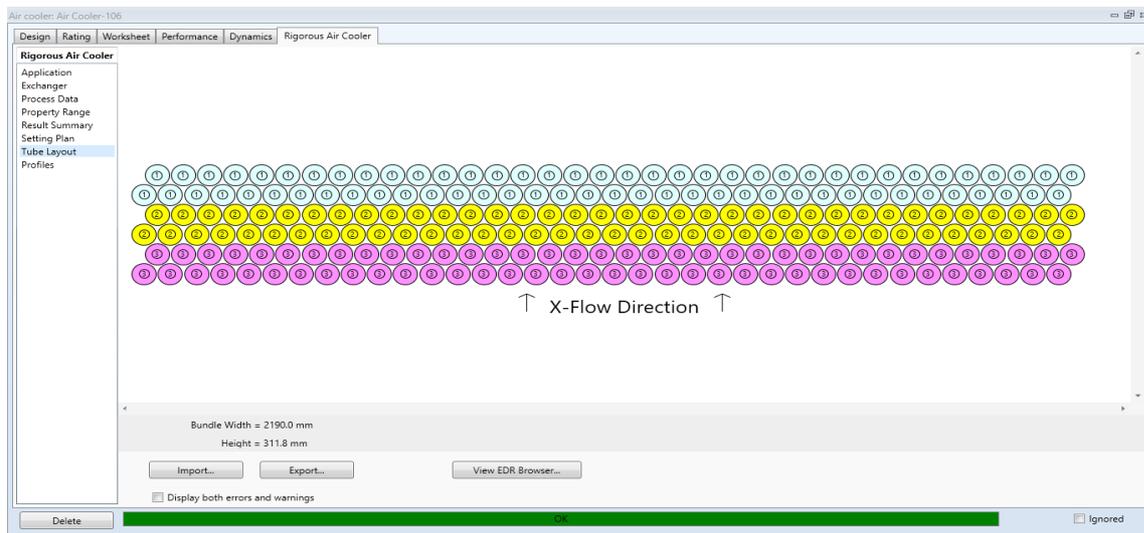


Figure IV-6: La disposition des tubes

4.2.3. Exécution de la simulation :

Unit			
Bays in parallel per unit	3	A or V frame	None
Bundles in parallel per bay	2	Tube inclination	0
Fans per bay	2	Tube side flow orientation	Counter-current
Bay width	mm 4680	Outside stream flow direction	Degrees 0
Bundle width	m 2.19	Fan diameter	m 4.267
Unit length	m 13.1235	Plenum depth	m 1.7068
Unit width	m 14.04	Ground clearance	m 6.4005
Unit height	m 0.3118	Distance from bundle to exchanger exit	m 0
Bundle			
Tubes per bundle	216	Number of tube types	1
Tube rows per bundle	6	Tube row arrangement	Staggered-even rows to right
Tubes per row per bundle	36	Tube transverse pitch	mm 60
Tube passes per bundle	3	Tube row longitudinal pitch	mm 51.96
Total tube length	m 12.5	Layout angle	Degrees 30
Effective tube length	m 12.2742	Area ratio finned to bare	23.49
Tubesheet(s) thickness	mm 50.8	Total surface effectiveness	0.8
Tube support width	mm 25	External enhancement	
Number of tube supports	7	Internal enhancement	
Bundle face area	m <sup>2</sup> 26.9		

Figure IV-7: les détails mécaniques de l'aéroréfrigérant A/F106

- Le coefficient de film côté air "  $h_{air}$  " à la condition de service donné par la formule de E. Briggs et E. Young :

$$h_{air} = \frac{Nu \times \lambda_a}{d_r} \dots\dots\dots IV-1$$

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

$A_t$  : Surface totale des tubes compris les ailettes,  $m^2$

$A_0$  : Surface totale des tubes nus,  $m^2$

$d_r$  : diamètre racine

$e$  : Espacement entre ailettes, m

$l$  : Hauteur de l'ailette, m

$t$  : Epaisseur de l'ailette, m

➤ Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{d_r \cdot G_{max}}{\mu} \dots\dots\dots IV-3$$

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

➤ Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{c_a \cdot \mu_a}{\lambda_a} \dots\dots\dots IV-4$$

avec :  $\lambda_a$  : Conductivité thermique de l'air, Kcal/h.m.c

$\mu_a$  : Viscosité dynamique de l'air, kg/m.s Donc on trouve ces coefficients dans la figure suivants :

Film coefficients		Outside		Tube Side	
Overall film coefficients	W/(m <sup>2</sup> -K)	1228.3		1248.9	
Multiple phase coefficients		1228.3			
Vapor sensible					
Two phase					
Liquid sensible				1248.9	
Heat Transfer Parameters		In		Out	
Prandtl numbers	Vapor	0.71	0.7		
	Liquid			4.96	7.02
Reynolds numbers	Vapor (Diameter)	13568.74	12839.1		
	Liquid (Diameter)			89146.17	46595.05
Reynolds numbers	Vapor (Hydraulic)	1851.7	1752.13		
	Liquid (Hydraulic)				
Fin Efficiency		0.79			

Figure IV-8: Les coefficients de transfert de chaleur

Nombre de Reynolds (Régime d'écoulement) :  $Re = \frac{d_i \cdot G_t}{\mu} \dots\dots\dots IV-5$

$$Re = 8.9146 \cdot 10^4 > 10^4$$

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

4.2.4. Vérification des pertes de charges

I. Pertes de charge coté tubes

Tableau IV-5: Pertes de charge coté tubes

Répartition de la pression côté tube	Friction+Momentu m+Gravity(KPa)	Friction de Petre de pression (kPa)	% Total dp
Buse d'entrée	0.114	1.023	0.39
Collecteur d'entrée	0.058	0.058	0.2
Entrée du métro (tous les laissez-passer)	2.458	0.898	8.44
Entre les passes	0.021	0.003	0.07
Autre en-tête	0.065	0.065	0.22
Buse de sortie	2.616	0.891	8.99
Total calculé	29.106	26.983	
Chute de pression admissible	25		
Entrée - sortie par friction	26.983		

$\Delta P_t = 25\text{kpa} = 0.25 \text{ bar}$

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

Tableau IV-6: Pertes de pression de l'air à travers le faisceau (Pa)

Distribution de la pression extérieure	V(m/s)	$\Delta P(\text{Pa})$	%Dp
Gain de pression	8.44	303	94.91
ventilateur	4.41	16	5.09
Plenum	8.44	0	0
Protège-ventilateur	8.44	12	3.82
Entrée du ventilateur	8.44	0	0
Soutien des ventilateurs	4.41	0	0
Pénalité de plenum	0	0	0
Serpentin à vapeur	8.89	<b>305</b>	<b>95.69</b>

Donc on trouve  $\Delta P_a = 305 \text{ Pa}$

$\Delta P_a = 0,00305 \text{ bar}$

4.2.5. La performance de la batterie A/C106 :

D'après la simulation de l'aéroréfrigérant A/C106 nous avons trouvé les résultats dans la figure suivante :

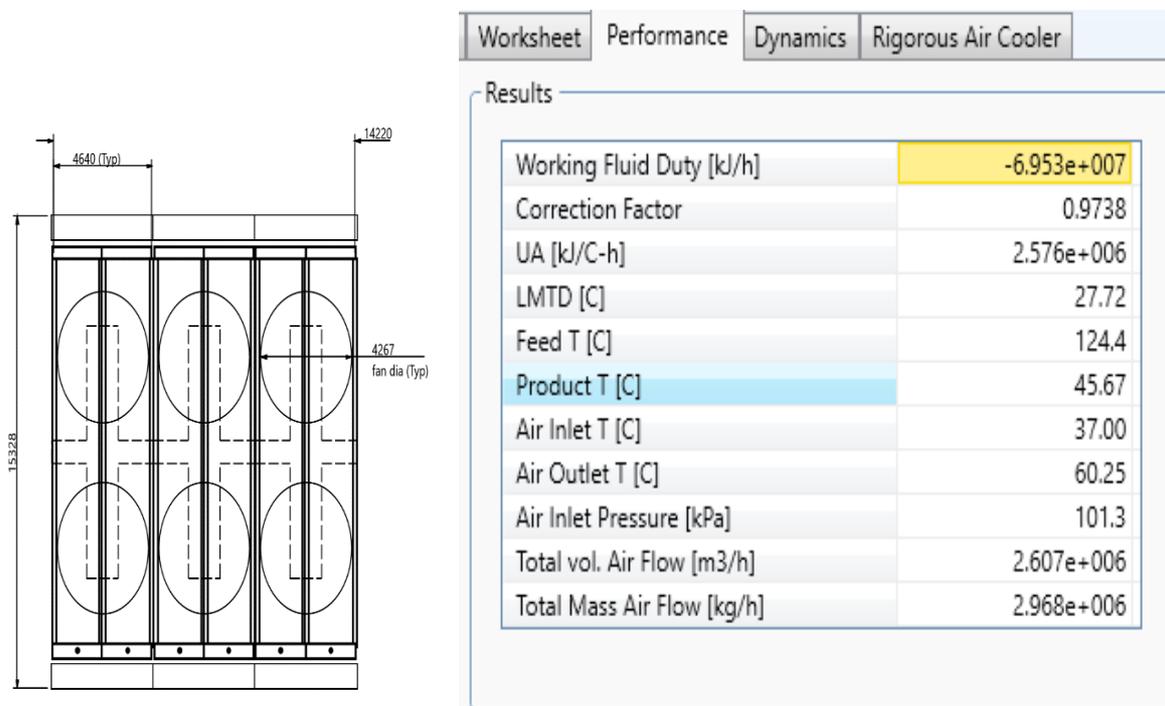


Figure IV-9.: la performance de l'aéroréfrigérant A/C106

**4.2.6. Résultats du « Rating and checking »**

Fiche de spécifications de l'aéroréfrigérant A/F106  
paramètres de simulation pour refléter plus précisément les conditions de fonctionnement de notre système.

Ces résultats fournissent des informations cruciales sur les performances et les caractéristiques de l'aéroréfrigérant A/F106 d'après le tableau suivant :

Size & Type	13.1235	/	14.04	m	Type	Forced	Number of Bays	3			
Surf/Unit-Finned Tube	29819.1			m <sup>2</sup>	Bare area/bundle	211.6	m <sup>2</sup>	Ratio (Total/Bare)	23.49		
Heat exchanged	19315.2			kW	MTD, Eff	27.87		°C			
Transfer Rate-Finned	23.2			Bare, Service	546	Clean	587	W/(m <sup>2</sup> -K)			
<b>PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE</b>											
Fluid Circulated							In	/	Out		
Total Fluid Entering	kg/h	379150			Density, Liq	kg/m <sup>3</sup>	613.02	/	689.12		
			In	/	Out	Density, Vap	kg/m <sup>3</sup>				
Temperature	°C	124.41	/	45.67	Specific Heat, Liq	kJ/(kg-K)	2.545	/	2.124		
Liquid	kg/h	379150	/	379150	Specific Heat, Vap	kJ/(kg-K)					
Vapor	kg/h	0	/	0	Therm. Cond, Liq	W/(m-K)	0.0942	/	0.1069		
Noncondensable	kg/h	0	/	0	Therm. Cond, Vap	W/(m-K)					
Steam	kg/h				Freeze Point	°C					
Water					Bubble / Dew point	°C					
Molecular wt, Vap					Latent heat	kJ/kg					
Molecular wt, NC					Inlet pressure (abs)	kPa	700				
Viscosity, Liq	cp	0.1837	/	0.357	Pres Drop, Allow/Calc	kPa	25	/	26.736		
Viscosity, Vap	cp				Fouling resistance	m <sup>2</sup> -K/W	0.0001				
<b>PERFORMANCE DATA - AIR SIDE</b>											
Air Quantity, Total	2968115			kg/h	Altitude	0	m				
Air Quantity/Fan	434567.9			m <sup>3</sup> /h	Temperature In	37	°C				
Static Pressure	302			Pa	Temperature Out	60.25	°C				
Face Velocity	4.48	m/s	Mass velocity	5.1	Design Ambient	0	°C				
				kg/s/m <sup>2</sup>							
<b>DESIGN-MATERIALS-CONSTRUCTION</b>											
Design/Vac./Test Pres	900	/	/		kPa	Design temperature	250	°C			
<b>TUBE BUNDLE</b>			<b>Header</b>			<b>Tube</b>					
Size	m	13.1235	Type	Box		Material	Carbon Steel				
Number/bay	2		Material	Carbon Steel		Specifications					
Tube Rows	6		Passes	3		OD	25.4	Min Thk.	2.77	mm	
Arrangement			Plug Mat.			No./Bun	216	Lng	12.5	m	
Bundles	2	par	Gasket Mat.			Pitch	60	/	51.96	30	Degrees
Bays	3	par	Corr. Allow.	mm		<b>FIN</b>					
Bundle frame			Inlet nozzle ( 1 )	146.33		Type	G-finned				
<b>MISCELLANEOUS</b>			Outlet nozzle ( 1 )	122.25		Material	Aluminum 1060				
Struct. Mount.			Special Nozzles			OD	57.15	Tks	0.28	mm	
Surf.Prepare			Rating	Program		No.	433	#/m	Design Temp	°C	
Louvers			TI	PI		Code	ASME Code Sec VIII Div 1				
Vibration Switches			Chem Cleaning			Stamp	Yes	Specs			

4.2.7. Analyse des résultats :

La simulation que vous avez obtenus à partir **Aspen EDR (Exchanger Design and Rating)**. Cela peut inclure des données telles que les températures de sortie, les débits de fluides, la surface d'échange, les profils de température, etc.

1	Unit Length/Width/Height	13.1235 / 14.04 / 0.3118	m		Tube inclination	0						
2	Baysperunit	3	Bundles per bay	2	Tube Rows	6	Passes	3	X-side flow direction	0	Degrees	
3	Staggered-even rows to right								Tube flow orientation	Counter-current		
4	Total surface	29819.1	Ext surface/bundle	4969.9	Bare/Bundle	211.6	m <sup>2</sup>		Ratio (Total/Bare)	23.49		
5	Simulation Performance of the Unit											
6			Tube Side		X-Side		Heat Transfer Parameters					
7	<b>Process Data</b>		In	Out	In	Out	Total head load	kW		19315.2		
8	Total Flow	kg/h	379150		2968115		Effective MTD	°C		27.87		
9	Gas			2968115	2968115		Actual/Reqd area ratio(dirty/clean)	1 / 1.08				
10	Vapor	0 / 0										
11	Liquid	379150 / 379150		0 / 0				<b>Coef/Resist (Bare)</b>	W/(m <sup>2</sup> -K)	m <sup>2</sup> -K/W	%	
12	Cond./Evap.	0		0				Tube side film	1194.5	0.00084	45.71	
13	Temperature	°C	124.41	45.67	37	60.25	Tube side fouling	7818.9	0.00013	6.98		
14	Quality	0 / 0						Tube wall	19326.9	5E-05	2.83	
15	Humidity ratio							Outside fouling	0 / 0			
16	Pressure (abs)	kPa	700	673.264			Outside film	1227.6	0.00081	44.48		
17		Pa			101326	101326	Overall fouled	546	0.00183			
18	DP	26.736		302				Overall clean	587	0.0017		
19	Velocity	m/s	1.28	1.14	8.88	9.55						
20	<b>Liquid Properties</b>						<b>Tube Side Pressure Drop</b>		kPa	%		
21	Density	kg/m <sup>3</sup>	613.02	689.12			Inlet nozzle	0.104	0.39			
22	Viscosity	cp	0.1837	0.357			Inlet header	0.053	0.2			
23	Specific heat	kJ/(kg-K)	2.545	2.124			Inside tubes	24.119	90.21			
24	Th Cond	W/(m-K)	0.0942	0.1069			Across pass	0.019	0.07			
25	Surface	dynes/cm					Other header	0.059	0.22			
26	<b>Vapor Properties</b>						<b>Outside Pressure Drop</b>		Pa	%		
27	Density	kg/m <sup>3</sup>			1.14	1.06	Ground clearance	0	0			
28	Viscosity	cp			0.0189	0.02	Fan inlet	12	3.82			
29	Specific heat	kJ/(kg-K)			1.007	1.009	Bundle	305	95.7			
30	Th Cond	W/(m-K)			0.027	0.0288	Louvers	0	0			
31	<b>Two-Phase Properties</b>								Steam Coil	0 / 0		
32	Latent	kJ/kg					Plenum	0	0			
33	Molecular weight			28.96								
34	<b>Heat Transfer Parameters</b>						<b>Heat Load</b>		kW			
35	Reynolds No. vapor			13568.74	12857.04			Vapor	0			
36	Reynolds No. liquid	85087.84	43775.08				Cond./Evap	0				
37	Prandtl No. vapor			0.71	0.7			Liquid	19315.2			
38	Prandtl No. Liquid	4.96	7.09				Input/Actual duty ratio	0.91				

On compare ces résultats avec les attentes basées sur les données :

*Tableau IV-7:principaux résultats dans le cas design (37°C) de l'aéroréfrigérant A-106 A/F par Aspen EDR*

Caractéristiques	Naphta	Air
Débit, kg/h	398481	2968115
Température d'entrée, °C	124,5	37
Température de sortie, °C	45.22	60.25
Perte de charge, bar	0,24	0,00302
Chaleur échangée, KW	19837.3	
Surface d'échange $m^2$	211.6	
Différence de température logarithmique moyenne (DTLM)	27.87C°	

La fiche technique détaille les spécifications techniques telles que la capacité de refroidissement, le débit d'air, la pression de fonctionnement, les dimensions, et d'autres caractéristiques importantes.

Grâce à son design innovant et à sa fiabilité éprouvée, la batterie d'aéroréfrigérants (A-106 A/F) représente une solution de refroidissement les résultats récapitulés ci-dessus, nous pouvons dire qu'il y a une concordance entre les valeurs donner dans la fiche technique et les résultats obtenus par le logiciel (EDR), dans la plupart des grandeurs.

*Table IV-8:principaux résultats dans le cas design donner à la fiche technique*

Caractéristiques	Naphta	Air
Débit, kg/h	398481	2968115
Température d'entrée, °C	124,5	37
Température de sortie, °C	50	60,9
Perte de charge, bar	0,268	0,00312
Chaleur échangée, KW	19740	
Surface d'échange $m^2$	212	
Différence de température logarithmique moyenne (DTLM)	31.09C°	

### 4.3. Étude 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 d'année 2023 une réduction du taux de marche de l'unité U-100 est inévitable pour maintenir l'unité en marche tout ça à cause de la température haute de stockage Naphta.

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.

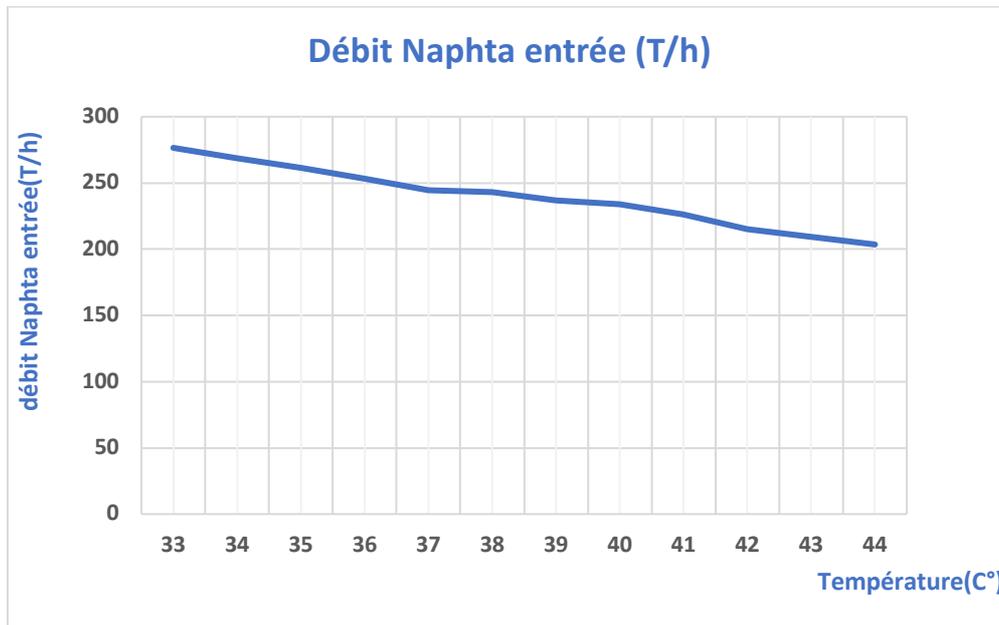
Le programme élaboré sur "Excel" permet de calculer pour chaque température, allant de 35°C jusqu'à 44°C, le débit du Naphta à refroidir, les pertes de charge, la puissance du ventilateur et le taux de marche de l'unité.

En se référant aux données météorologiques, la température maximum pendant les trois mois juillet, Août et septembre "33°C jusqu'à 44°C", sont regroupés dans le tableau suivant :

*Tableau IV-9: influence de la température ambiante sur les principaux paramètres de l'unité 100*

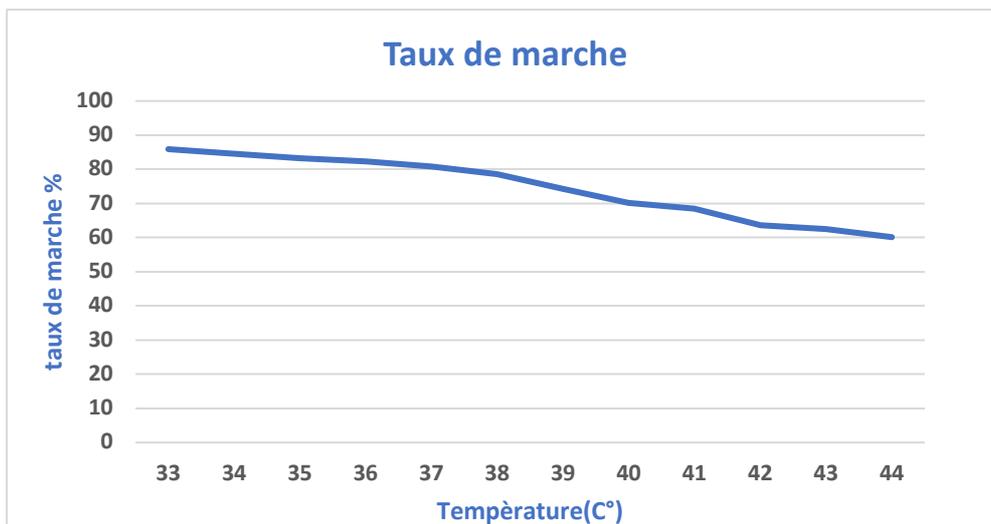
Température (C°)	Débit Naphta entrée (T/h)	Taux de marche	Pertes de charge coté tube (bar)	Puissance de ventilateur (kW)
33	276.5	85.9	0.033	58.65
34	268.5	84.5	0.03	58.72
35	261.45	83.19	0.029	58.87
36	253.38	82.25	0.028	59.02
37	244.68	80.83	0.026	59.16
38	242.91	78.52	0.025	59.3
39	237.02	74.22	0.023	59.35
40	233.92	70.21	0.022	59.38
41	226.43	68.43	0.021	59.41
42	215.34	63.56	0.02	59.48
43	209.56	62.5	0.019	59.56
44	203.55	60.14	0.016	59.88

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



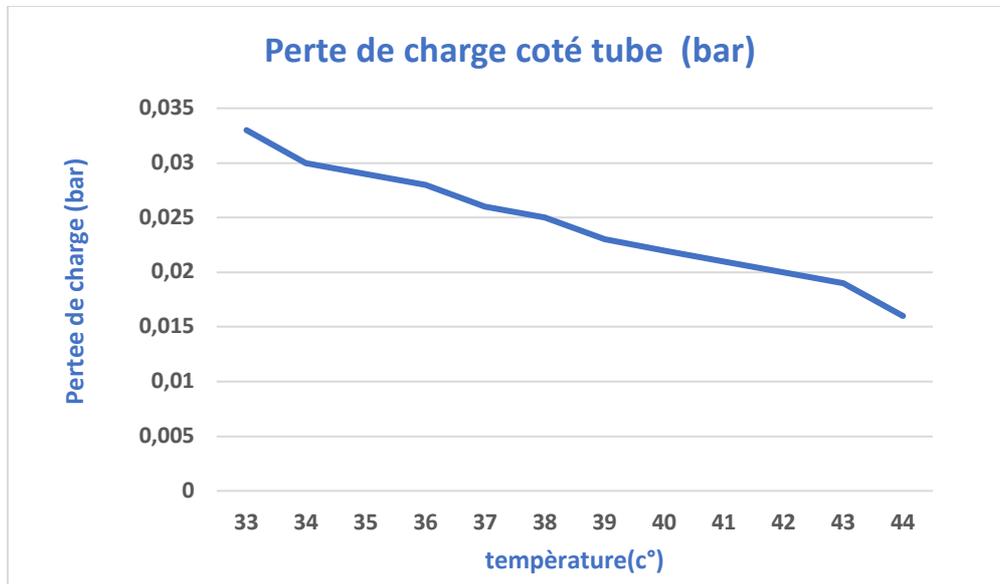
*Figure IV-10:le débit du Naphta en fonction de température*

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 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-11:le temps de marche en fonction de température*

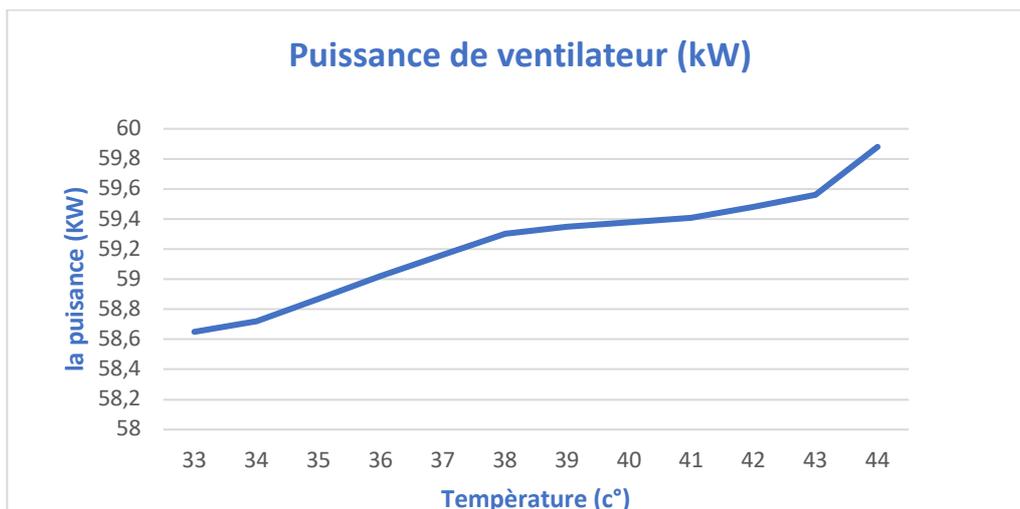
On remarque qu'une augmentation de la température ambiante engendre une diminution des pertes de charge puisque les pertes de charge dans les tubes sont fonction du débit du Naphta à refroidir, avec l'augmentation de la température ambiante on va réduire le débit du Naphta et donc les pertes de charge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



*Figure IV-12: les pertes de charge 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.



*Figure IV-13: la puissance de ventilateur en fonction de température ambiante*

#### 4.4. Redimensionnement de la batterie d'aéroréfrigérants pour le cas "été" avec une température moyenne de 42°

Dans le cas de la présente étude, on prendra comme température de calcul de l'air la valeur de "44°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.

##### 4.4.1. Estimation

➤ **Estimation du coefficient de transfert global**

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

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

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

On a  $U_{\text{estm}} = 133 \frac{BUT}{hft^2F^0}$  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  $V_F = 2,75$  m/s

On trouve :

$$\frac{\Delta t_{\text{air}}}{\Delta t_m} = 0.84 \dots \dots \dots \text{IV-6}$$

On utilisant:

$$\frac{\Delta t_{\text{air}}}{\Delta t_m} = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t_m} = 0.84 \dots \dots \dots \text{IV-7}, \quad \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} = \frac{120,5 - 50}{120,5 - 44} = 0.921 \dots \dots \dots \text{IV-8}$$

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

$$\frac{\Delta t_{\text{air}}}{T_1 - t_1} = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = 0.27 \dots \dots \dots \text{IV-9}$$

$$t_2 = 0.27(T_1 - t_1) + t_1 = 0.27(120,5 - 44) + 44 = 64,655^\circ\text{C}$$

$$\text{Donc : } t_2 = 64,655^\circ\text{C}$$

➤ **Différence de température logarithmique moyenne**

$$\text{On a } \frac{\Delta t_{\text{air}}}{\Delta t_m} = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t_m} = 0.84 \dots \dots \dots \text{IV-10}$$

$$\text{Donc } \Delta t_m = \frac{t_2 - t_1}{0,84} \dots \dots \dots \text{IV-11}$$

$$\Delta t_m = 24,59^\circ\text{C}$$

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

$$\Delta T_1 = T_1 - t_2 = 120,5 - 64,655$$

$$\Delta T_1 = 54,77 \text{ °C}$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_1 = 50 - 44$$

$$\Delta T_2 = 6 \text{ °C}$$

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \dots\dots\dots IV-12$$

$$DTLM = 22,05 \text{ °C}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \dots\dots\dots IV-13$$

$$, r = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \dots\dots\dots IV-14$$

$$N_p = 3$$

Donc R= 3,24 et r = 0,28

F est trouvé graphiquement (l'annexe B)

$$F = 0,955$$

La DTLM corrigée est

$$DTLM_{corrigée} = DTLM \cdot F \dots\dots\dots IV-15$$

$$DTLM_{corrigée} = 21,05 \text{ °C}$$

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

$$A_{estimé} = \frac{Q}{U_{estimé} \cdot DTLM} \dots\dots\dots IV-16$$

$$A_{estimé} = \frac{14,98 \cdot 10^6}{341,76 \cdot 24,59}$$

$$A_{estimé} = 1782,51 \text{ m}^2$$

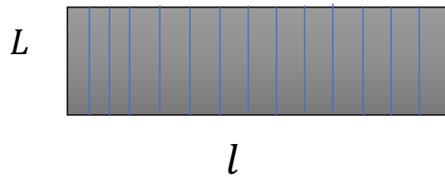
➤ **Surface faciale ( $F_A$ )**

$$F_A = 0,9 \cdot \frac{A}{N_R} \dots\dots\dots IV-17$$

$$F_A = 0,9 \cdot \frac{1782,51}{6}$$

$$F_A = 267,39 \text{ m}^2$$

➤ **Rectangle d'implantation**



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

Largeur totale des cellules :  $l$

$$l = \frac{F_A}{L} = \frac{267.37}{12,5} = 21.39 \text{ m}$$

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

$$N_c = \frac{l}{l_c} \dots\dots\dots\text{IV-18}$$

$l_c$  : largeur de la cellule.

$$N_c = \frac{21.39}{5,40} \quad \text{donc} \quad N_c = 3,96 \text{ d'où } 4 \text{ cellules}$$

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

**4.4.2. Vérification thermique**

➤ **Nombre de tubes total**

$$N_T = N_{t/r} \cdot N_R \cdot N_{f/c} \cdot N_c \quad \dots\dots\dots\text{IV-19}$$

$N_T$  : 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

$$N_T = 6*6*6*8=1728 \text{ tubes}$$

➤ **Surface d'échange installé**

$$A_0 = \pi \cdot d_0 \cdot L \cdot N_T \quad \dots\dots\dots\text{IV-20}$$

$$A_0 = 1722,73 \text{ m}^2$$

➤ Surface faciale installée

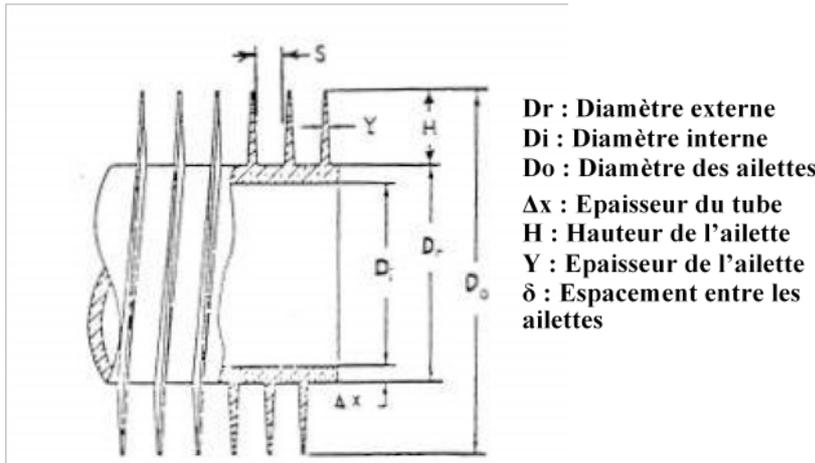
$$F_A = l_c \cdot L \cdot \text{les nombres des cellules} \dots \dots \dots \text{IV-21}$$

$$F_A = 5,40 \cdot 12,5 \cdot 4$$

$$F_A = 270 \text{ m}^2$$

**4.4.3. Calcul des paramètres géométriques des tube-ailettes**

Les paramètres géométriques de base pour les tubes à ailettes sont indiqués sur la figure :



*Figure IV-14: Paramètres géométriques des ailettes*

✓ Le diamètre de la racine est égal au diamètre extérieur du tube nus. La superficie externe totale / m du tube en m<sup>2</sup> / m (APF) est trouvée à partir des équations suivantes :

$$A_{root} = \pi \times D_r \quad \text{La surface externe du tube} \dots \dots \dots \text{IV-22}$$

$$D_o = D_r + 2 \times H \dots \dots \dots \text{IV-23}$$

$$A_{a1} = \pi \times (D_o^2 - D_r^2) / 2 \quad \text{Surface faciale d'une ailette} \dots \dots \dots \text{IV-24}$$

$$A_{a2} = N_a \times A_{a1} \quad \text{Surface faciales des ailettes} \dots \dots \dots \text{IV-25}$$

$$A_{a3} = (\pi \times N_a \times Y \times D_o) \quad \text{Surface latérale des ailettes} \dots \dots \dots \text{IV-26}$$

$$A_{r1} = [1 - (N_a \times Y)] \times A_{root} \quad \text{Surface des tubes sans ailettes} \dots \dots \dots \text{IV-27}$$

$$APF = A_{a2} + A_{r1} + A_{a3} \dots \dots \dots \text{IV-28}$$

Ensuite, la superficie par mètre carré de la surface faciale du faisceau par ligne est calculée en m<sup>2</sup> / m<sup>2</sup> (APSFPR) :

$$APSFPR = APF / P \dots \dots \dots \text{IV-29}$$

Avec :

P : Pas entre les tubes en mètre

Le dernier paramètre géométrique requis est le rapport de surface du tube à ailettes par rapport à la zone extérieure d'un tube nu (AR) :

$$AR = (Aa2 + Ar1 + Aa3) / A_{root} \dots\dots\dots IV-30$$

$$Am' = [(\pi \times Dr) + (\pi \times Di)] / 2 \dots\dots\dots IV-31$$

Avec :

Dr : Épaisseur des ailettes, en m.

Di : Diamètre intérieur en m.

La surface interne des tubes, Ai', est calculé suivant la formule :

$$Ai' = (\pi \times Di) \dots\dots\dots IV-32$$

Les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau ci-après :

*Table IV-10: paramètres géométriques des tubes à ailettes*

Données		Résultats	
Di (m)	0.02263	A root (m <sup>2</sup> )	0.0798
Dr (m)	0.0254	Aa <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )	0.004116
Do (m)	0.05715	Aa <sub>2</sub> (m <sup>2</sup> )	1.782
H (m)	0.015875	Aa <sub>3</sub> (m <sup>2</sup> )	0.02176
Y (m)	0.00028	Ar <sub>1</sub> (m <sup>2</sup> )	0.0649
δ (m)	0.001879	APF (m <sup>2</sup> /m)	1.82914
ΔX (m)	0.00277	APSFPR (m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> )	30.2551
π	3.1415	AR (m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> )	23.416
Na	433	Ai' (m <sup>2</sup> )	0.0624
P (m)	0.060325	Am' (m <sup>2</sup> )	0.0711

#### 4.4.4. Détermination de la surface d'échange par baie

- $S_f$  : Surface faciale (m<sup>2</sup>) ; ➤  $L_t$  : Longueur des tubes (m).

$$Stn = Ntf \times De \times \pi \times Lt \dots\dots\dots IV-33$$

Avec :

- $Stn$  : Surface des tubes nus (m<sup>2</sup>) ;
- $De$  : Diamètre extérieur des tubes (m).

$$Sa = Stn \times AR \dots\dots\dots IV-34$$

Avec :

- $Sa$  : Surface ailetée (m<sup>2</sup>) ; ➤  $AR$  : rapport d'ailetage.

Le tableau en bas regroupe les données et les résultats de calcul :

**Table IV-11: Géométrie de la baie.**

Résultats	
$S_f$ (m <sup>2</sup> )	37.8
$S_{tn}$ (m <sup>2</sup> )	215.45
$S_a$ (m <sup>2</sup> )	5044.98

#### 4.4.5. Pertes de charge

##### 4.4.5.1. Pertes de charge coté tubes

$$\Delta P_t = N_p \cdot \rho \cdot U^2 \left( f_t \cdot \frac{L}{d_i} + 2 \right) \dots\dots\dots IV-35$$

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

$$U = \frac{G_t}{\rho} \dots\dots\dots IV-36$$

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

$$f_t = 0,0145$$

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

##### 4.4.5.2. Pertes de pression de l'air à travers le faisceau (Pa)

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

$$f_a = 18,93 \cdot \left(\frac{d_r \cdot G_{max}}{\mu_a}\right)^{-0,316} \cdot \left(\frac{S_t}{d_r}\right)^{-0,927} \dots\dots\dots\text{IV-38}$$

$N_R$  : Nombre de rangées

$d_r$  : Diamètre racine, m

$S_t$  : Pas des tubes, m

$G_{max}$  : Vitesse massique maximale de l'air, kg/m<sup>2</sup>h

$\mu_a$  : Viscosité de l'air, kg / m. h

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

Donc on trouve

$$f_a = 0,43$$

$$\Delta P_a = 26,21 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_a = 0,00026 \text{ bar}$$

#### 4.4.5. Puissance du ventilateur ( $P_f$ )

La puissance du ventilateur sera calculée avec la formule :

$$P_f = \frac{Q_a \cdot P_t}{\eta_m \cdot \eta_v} \dots\dots\dots\text{IV-39}$$

Avec

$Q_a$  : Volume d'air réel par ventilateur, m<sup>3</sup>/s

$$Q_a = (F_a \cdot V_f) / N_v \dots\dots\dots\text{IV-40}$$

$\eta_m, \eta_v$  : Efficacité de l'entraînement et du ventilateur (m=0.95 et v=0.65)

$$P_t = P_d + \Delta P_a \dots\dots\dots\text{IV-41}$$

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

$\Delta P_a$  : Pertes de pression de l'air à travers le faisceau, Pa

$$P_d = \frac{\rho_a^{37} \cdot V_v^2}{2} \dots\dots\dots\text{IV-42}$$

Avec

$\rho_a^t$  : Densité de l'air dans les conditions de la ventilation, kg/m<sup>3</sup>

$V_v$  : 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<sup>2</sup>

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

$d_v$  : Diamètre du ventilateur, m

On trouve que :

$$Q_a = 92,81 \text{ m}^3/\text{s} \quad S_v = 14,29 \text{ m}^2 \quad \text{et} \quad V_v = 6,49 \text{ m/s}$$

$$P_d = 103,6 \text{ Pa}$$

$$P_t = 129,8 \text{ Pa}$$

Donc on trouve

$$P_f = 19,5 \text{ Kw}$$

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,  $t_0 = 1$  °C

Donc

$$P_i = 25,26 \text{ kW}$$

## 4.5. Calcul économique

### 4.5.1. 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 en 2023 où le taux de marche est limité à est donnée sur le tableau suivant :

*Tableau IV-12: bilan d'évolution du manque en produits total du RA2K en 2023*

Le mois	Juillet	Août	15 jours de Septembre
Le manque en produit total (T/mois)	41844,1	40924,73	39822,32

Le tableau suivant représente Le manque à produire de chaque produit pendant les mois de Juillet, Août et 15 jours de Septembre 2023 où le taux de marche est limité

*Tableau IV-13: bilan d'évolution du manque à produire de chaque produit en 2023*

	Juillet	Août	15 jours de Septembre
Butane (tonnes)	458.34	410.88	497.58
Naphta (tonnes)	36990.44	33761.15	3285601
Kérosène (tonnes)	4574.39	4177.06	4065.69
LGO et HGO (tonnes)	2820.92	2572.63	2503.04

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

#### ➤ Le manque à gagner de chaque produit

1- Butane

$$Q_1 = 458,34 + 410,88 + 497,58$$

$$Q_1 = 966.6 \text{ tonnes}$$

2- Naphta

$$Q_2 = 36990,44 + 33761,15 + 32856,01$$

$$Q_2 = 103607,6 \text{ tonnes}$$

3- Kérosène

$$Q_3 = 4574,39 + 42177,06 + 4065,69$$

$$Q_3 = 13917,14 \text{ tonnes}$$

4- LGO et HGO

$$Q_4 = 2820,92 + 2572,63 + 2503,04$$

$$Q_4 = 7896,59 \text{ tonnes}$$

#### ➤ Les prix des produits

- Butane = 380 Dollars / t = 129200 DA
- Naphta = 408,93 Dollars / t = 138720 DA
- Kérosène = 476,25 Dollars / t = 161925 DA
- LGO et HGO = 488 Dollars / t = 165920 DA

- **Le coût global** =  $(380 \times 966.6) + (408.93 \times 103607.6) + (476.25 \times 13917.14) + (488 \times 7896.59)$   
 = 53217137.7 Dollars = 7149722451.75 DA

#### 4.4.2 Estimation du coût de la modification

- **Coût estimé pour la cellule ajouter à l'aéroréfrigérants A-106 A/F**

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

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

$$1\text{m}^2 = 39,6 \text{ Dollars}$$

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

Pour une surface d'échange supplémentaire de La surface supplémentaire égale à :

$$S_{ajouté} = 1722 - 1292,04 = 429.96 \text{ m}^2$$

le coût équivalent est :

$$= 429.96 * 426.09$$

$$= 183218.7 \text{ Dollars} = 24615432.35 \text{ DA}$$

#### Le coût estimé des moteurs électriques :

La puissance du moteur installée est de 25.26kW, et comme nous avons deux moteurs à ajouter, ce qui nous donne le prix suivant (voir Annexe F) :

$$C1 = 2 * 295 * 25.26 = 14903.4 \text{ Dollars} = 5067020 \text{ DA}$$

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

Le coût total estimé de l'aéroréfrigérant:

$$CTot = C1 + C2$$

$$= 183218.7 + 14903.4$$

$$= 198122.1 \text{ Dollars} = 26617704.14 \text{ DA}$$

#### Conclusion

Ce calcul nous a montré que l'encombrement du sol de l'aéroréfrigérant A/F106 dimensionné peut être réalisé bien que cette valeur est peu grande, considéré comme un point négatif pour ce type d'échangeur. La surface d'échange totale sera augmentée par l'ajout d'une autre baie de mêmes dimensions ce qui est traduit par l'augmentation des nombres des tubes requis qui nous permet d'extraire la quantité de chaleur Q du système pour atteindre la température désirée T2, et cela est réalisé par l'installation des moteurs d'une puissance de 25.26 KW.

Dans le tableau suivant les principaux résultats de la partie calcul :

**Tableau IV-14:** principaux résultats calculés dans le cas température ambiante 44°C

Caractéristiques	Naphta	Air
Débit, kg/h	398481	3611101,52
Température d'entrée, °C	120,5	44
Température de sortie, °C	50	64,655
Perte de charge, bar	0,067	0,00026
Chaleur échangée, kcal/h	14966450	
DTLM(°C)	21.05	
Surface d'échange calculé, m <sup>2</sup>	1782,51	
Puissance du ventilateur, k w	25,267	
Prix de l'aéroréfrigérant A/106	26617704.14 DZ	

#### 4.6. Dimensionnement de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérant pour le cas "été "avec une température de 44°C Par Aspen Hysys (EDR)

La première étape consiste à analyser les résultats existants, identifier les problèmes potentiels et formuler une stratégie pour résoudre le problème de température de sortie de la charge tout en maintenant les autres exigences de conception

Dans ce scénario pourrait consister à examiner les données et les résultats de votre analyse préliminaire pour identifier les composants ou les paramètres qui contribuent le plus à l'augmentation de la température de sortie de la charge égale 54C°

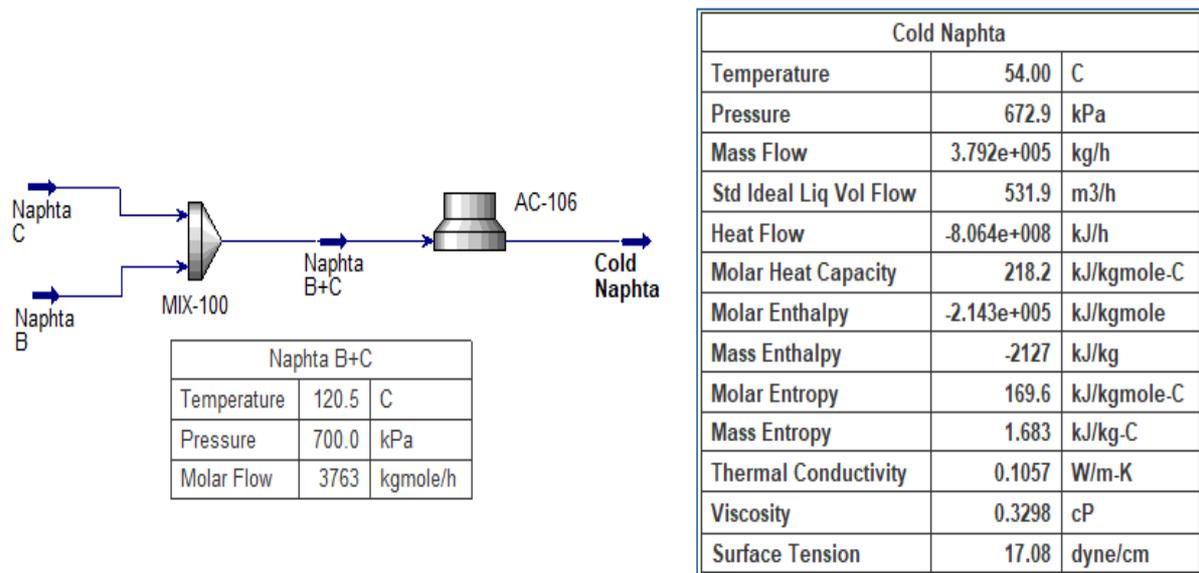


Figure IV-15: cas design dans 44 C° de l'aéroréfrigérant A/C 106

### 4.6.1. Données de dimensionnement

Pour le dimensionnement d'échangeur avec logiciel EDR on a besoin d'introduire les données de départ nécessaires pour obtenir la température nécessaire (50C°)

La simulation consiste à suivre les étapes suivantes :

- a) Définir les données du process
- b) Définir la géométrie de la baie, des ailettes, des tubes, des faisceaux
- c) Exécution de la simulation on clique sur le bouton " Run "

❖ **Définir les données du process :**

On a changé le nombre de cellules tel que la batterie d'aéroréfrigérant actuelle comporte trois cellules (section), d'où l'ajout une autre cellule.

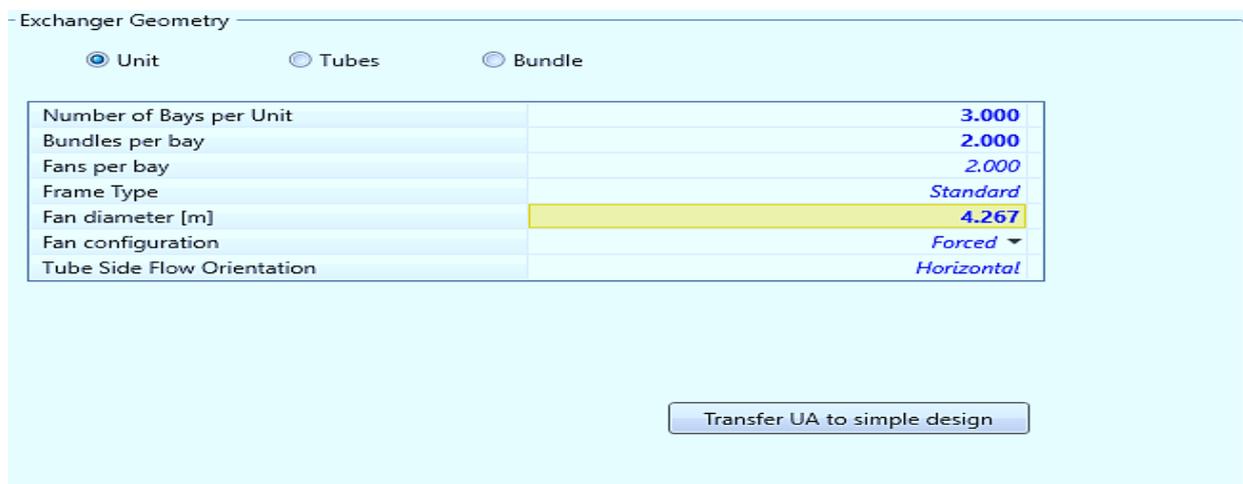


Figure IV-16: la géométrie de la A/F106 batterie de 3 cellules

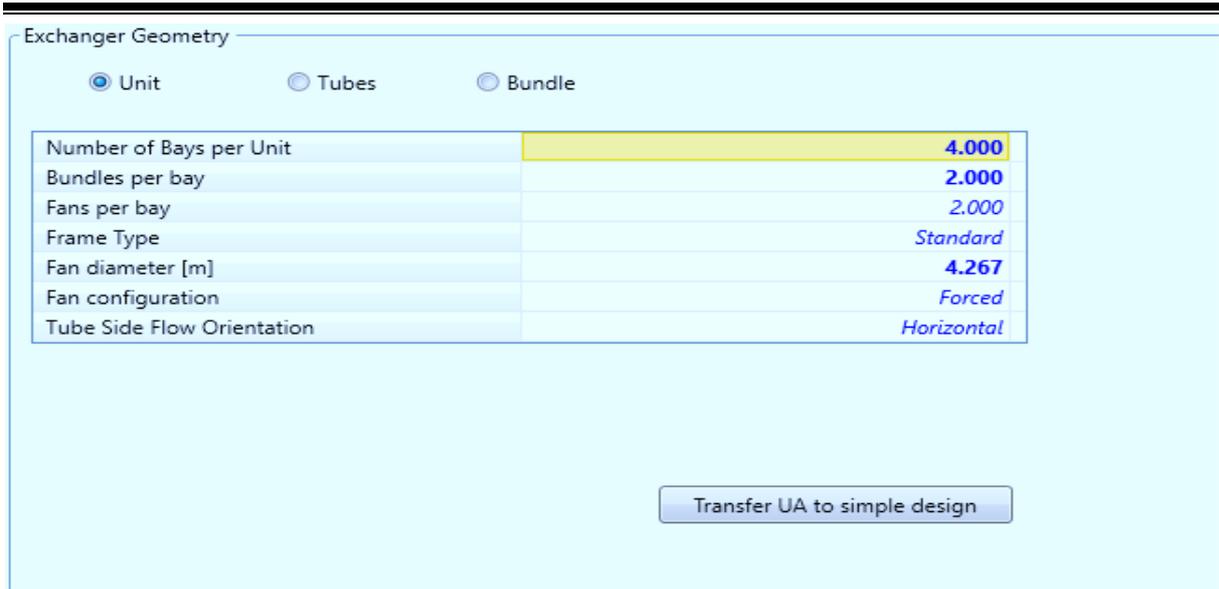


Figure IV-17: la géométrie de la nouvelle batterie de 4 cellules

❖ Définir la géométrie de la baie, des ailettes, les ventilateurs

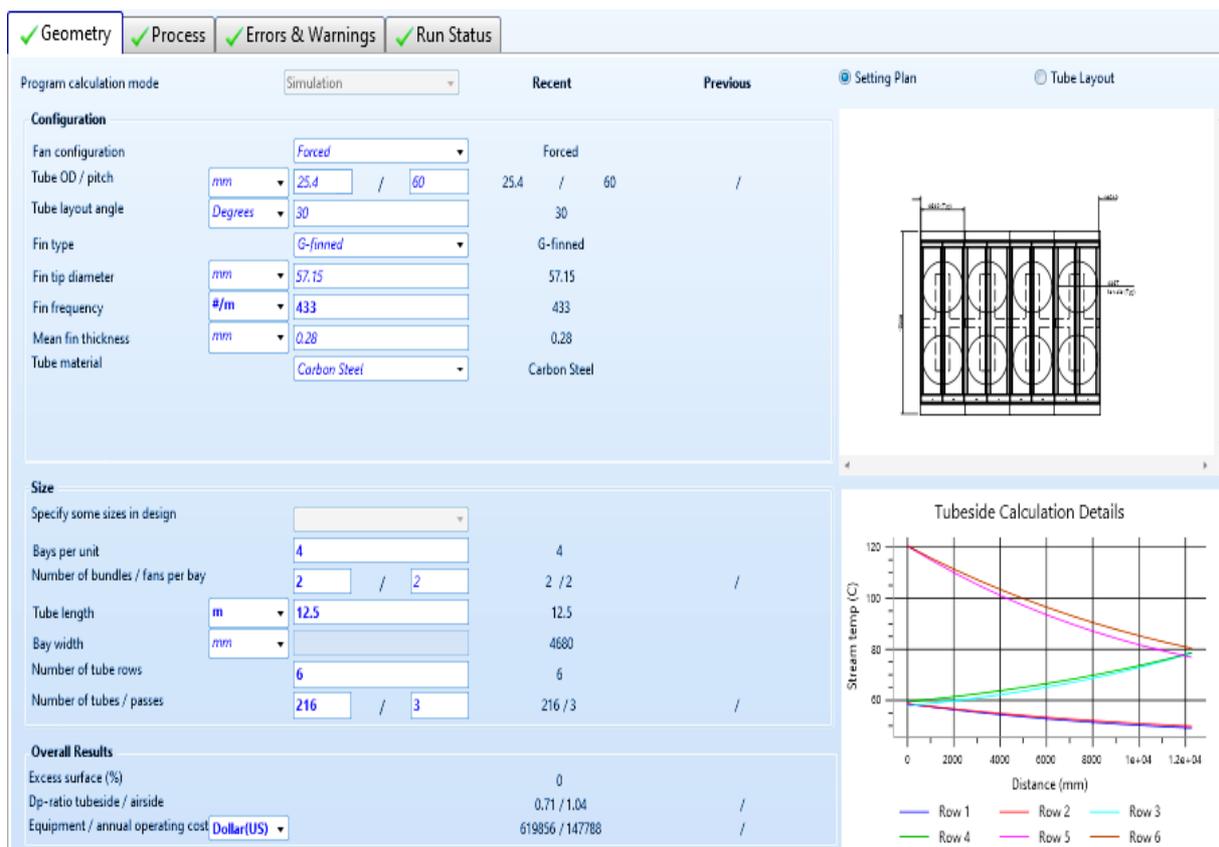


Figure IV-18: la géométrie totale de la nouvelle batterie

Unit			
Bays in parallel per unit		4	A or V frame
Bundles in parallel per bay		2	Tube inclination
Fans per bay		2	Tube side flow orientation
Bay width	mm	4680	Outside stream flow direction
Bundle width	m	2.19	Fan diameter
Unit length	m	13.1235	Plenum depth
Unit width	m	18.72	Ground clearance
Unit height	m	0.3118	Distance from bundle to exchanger exit
Bundle			
Tubes per bundle		216	Number of tube types
Tube rows per bundle		6	Tube row arrangement
Tubes per row per bundle		36	Tube transverse pitch
Tube passes per bundle		3	Tube row longitudinal pitch
Total tube length	m	12.5	Layout angle
Effective tube length	m	12.2742	Area ratio finned to bare
Tubesheet(s) thickness	mm	50.8	Total surface effectiveness
Tube support width	mm	25	External enhancement
Number of tube supports		7	Internal enhancement
Bundle face area	m <sup>2</sup>	26.9	

Figure IV-19: data de la nouvelle aéroréfrigérant

❖ Exécution de la simulation on clique sur le bouton " Run "



L'obtention de la température désiré (<50C°) :

- Résumé des principaux résultats et des conclusions tirées de la simulation de la nouvelle l'aéroréfrigérant.

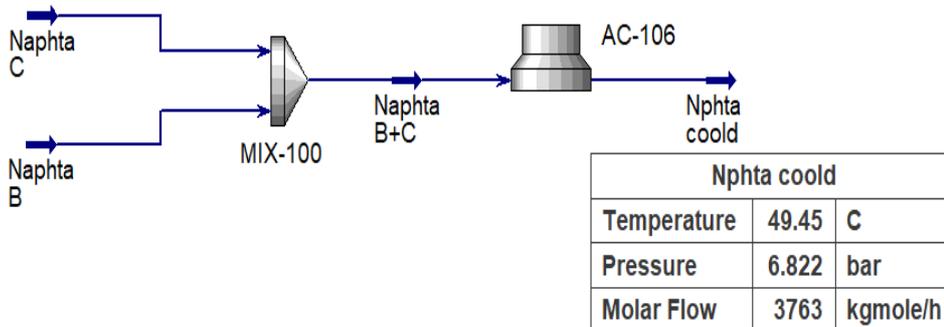


Figure IV-20: la simulation de la nouvelle batterie

- La performance de la nouvelle batterie :

Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics	Rigorous Air Cooler
<b>Performance</b>					
<b>Results</b>					
Results					
Profiles					
Plots					
Tables					
SetUp					
<b>Results</b>					
Working Fluid Duty [kcal/h]	-1.498e+007				
Correction Factor	0.9697				
UA [kJ/C-h]	2.954e+006				
LMTD [C]	21.87				
Feed T [C]	120.5				
Product T [C]	49.45				
Air Inlet T [C]	44.00				
Air Outlet T [C]	63.80				
Air Inlet Pressure [bar]	1.013				
Total vol. Air Flow [m3/h]	2.821e+006				
Total Mass Air Flow [kg/h]	3.140e+006				

Figure IV-21: la performance de nouvelle aéroréfrigérant

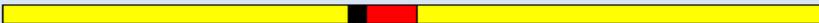
Overall Performance	Resistance Distribution	Tube Side Composition		
<b>Simulation</b>			<b>OutSide</b>	
Total mass flow rate	kg/h		3140088	
Vapor mass	kg/h		3140088	3140088
Liquid mass	kg/h		0	0
Vapour mass quality			1	1
Temperature	°C		44	63.8
Dew point / Bubble point temperatures	°C			
Humidity ratio				
Operating pressure	Pa / bar		101326	101326
Film coefficients	kcal/(h-m <sup>2</sup> -C)		959.9	
Fouling resistance	m <sup>2</sup> -h-C/kcal		0	
Velocity (highest)	m/s		7.21 /	7.66
Pressure drop (allow./calc.)	bar / bar		0.002 /	0.002
Total heat exchanged	kcal/h	14966450	Bay per unit	4
Overall bare coef. (dirty/clean)	kcal/(h-m <sup>2</sup> -C)	404.8 / 430.7	Tube OD	25.4 mm
Effective MTD	°C	21.85	Bundles/bay	2
Effective surface (bare tube)	m <sup>2</sup>	1692.5	Tube tks	2.77 mm
Effective surface (total)	m <sup>2</sup>	39758.8	Tubes/bundle	216
Area ratio: actual/required		1	Tube length	12.5 m
			Rows deep	6
			Fin OD	57.15 mm
			Tube passes	3
			Fin tks	0.28 mm
			Fans/bay	2
			Fin frequency	433 #/m
<b>Heat Transfer Resistance</b>				
Outside / Fouling / Wall / Fouling / Tube side				
Outside				Tube side

Figure IV-22: Performance globale

La partie rouge indique la résistance à l'encrassement, soulignant la capacité de l'aéroréfrigérant à minimiser l'accumulation de saleté et de particules susceptibles d'entraver son fonctionnement. Le noir est associé au mur, suggérant que l'aéroréfrigérant est optimisé pour être installé dans des espaces restreints ou contre des parois.

Enfin, le jaune représente la résistance aux fluides indiquant que l'aéroréfrigérant est capable de maintenir des performances élevées même en présence de gouttes d'eau ou d'humidité.

### 4.6.2. Le prix et le poids de l'aéroréfrigérant A/F106

Cost data		Dollar(US)	Weights		kg
Labor cost		308163	Inlet header		570.3
Tube material cost		238208	Other header		571.2
Total material cost (excluding tubes)		24230	Inlet nozzle(s)		18.3
Total fan cost		49254	Outlet nozzle(s)		10.9
Equipment cost		619856	Tubes and fins		6001.1
			Frame support		1647.4
Power cost per KWHr		0.06	Bundle (Dry)		8819.2
Operating period	Hours	8000	Bundle (Filled with water)		10075.5
Operating cost		147788			
			Unit weight (Dry)		70553.8
Operating and equipment cost			767644	Unit (Filled with water)	80604.1

Figure IV-23: Le prix et le poids de l'aéroréfrigérant A/F106 par Aspen EDR

### 4.6.3. Résultats du « Rating and checking »

❖ Fiche de spécifications de l'aéroréfrigérant (Data sheet)

Air-Cooled Heat Exchanger Specification Sheet										
Company:										
Location:										
Service of Unit:					Our Reference:					
Item No.:					Your Reference:					
Date:		Rev No.:		Job No.:						
Size & Type	13.1235	/	18.72	m	Type	Forced	Number of Bays	4		
Surf/Unit-Finned Tube	39758.8		m <sup>2</sup>	Bare area/bundle	211.6	m <sup>2</sup>	Ratio (Total/Bare)	23.49		
Heat exchanged	17405.9		kW	MTD, Eff	21.85		°C			
Transfer Rate-Finned	20	Bare, Service		470.8	Clean	500.9		W/(m <sup>2</sup> -K)		
PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE										
Fluid Circulated					In / Out					
Total Fluid Entering	kg/s	105.3194		Density, Liq	kg/m <sup>3</sup>	617.23	/	685.72		
		In	/	Out	Density, Vap	kg/m <sup>3</sup>				
Temperature	°C	120.45	/	49.45	Specific Heat, Liq	kJ/(kg-K)		2.521	/	2.143
Liquid	kg/s	105.3194		Specific Heat, Vap	kJ/(kg-K)					
Vapor	kg/s	0	/	0	Therm. Cond, Liq	W/(m-K)	0.0949	/	0.1063	
Noncondensable	kg/s	0	/	0	Therm. Cond, Vap	W/(m-K)				
Steam	kg/s				Freeze Point	°C				
Water				Bubble / Dew point	°C					
Molecular wt, Vap				Latent heat	kJ/kg					
Molecular wt, NC				Inlet pressure (abs)	bar	7				
Viscosity, Liq	mPa-s	0.1893	/	0.3439	Pres Drop, Allow/Calc	bar	0.25	/	0.17792	
Viscosity, Vap	mPa-s				Fouling resistance	m <sup>2</sup> -K/W				
						0.0001				
PERFORMANCE DATA - AIR SIDE										
Air Quantity, Total	872.2466		kg/s	Altitude	0		m			
Air Quantity/Fan	97.947		m <sup>3</sup> /s	Temperature In	44		°C			
Static Pressure	209		Pa	Temperature Out	63.8		°C			
Face Velocity	3.64	m/s	Mass velocity	4.05	kg/s/m <sup>2</sup>	Design Ambient	0 °C			
DESIGN-MATERIALS-CONSTRUCTION										
Design/Vac./Test Pres	9	/	/	bar	Design temperature	250 °C				
TUBE BUNDLE			Header			Tube				
Size	m	13.1235	Type	Box		Material	Carbon Steel			
Number/bay	2		Material	Carbon Steel		Specifications				
Tube Rows	6		Passes	3		OD	25.4	Min Thk.	2.77	mm
Arrangement				Plug Mat.			No./Bun	216	Lng	12.5
Bundles	2	par	Gasket Mat.			Pitch	60	/	51.96	30 Degrees

❖ Les différents résultats sont regroupés dans une liste appelée Sommaire général

1	Unit Length/Width/Height	13.1235 / 18.72 / 0.3118	m	Tube inclination	0						
2	Baysperunit	4	Bundles per bay	2	Tube Rows	6	Passes	3	X-side flow direction	0	Degrees
3	Staggered-even rows to right				Tube flow orientation	Counter-current					
4	Total surface	39758.8	Ext surface/bundle	4969.9	Bare/Bundle	211.6	m <sup>2</sup>	Ratio (Total/Bare)	23.49		
5	Simulation	<b>Performance of the Unit</b>									
6		<b>Tube Side</b>				<b>X-Side</b>		<b>Heat Transfer Parameters</b>			
7	<b>Process Data</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>	Total head load	kW	17405.9			
8	Total Flow	kg/s	105.3194	872.2466	872.2466	Effective MTD	°C	21.85			
9	Gas			872.2466	872.2466	Actual/Reqd area ratio(dirty/clean)	1 / 1.06				
10	Vapor	0	0								
11	Liquid	105.3194	105.3194	0	0	<b>Coef/Resist (Bare)</b>	W/(m <sup>2</sup> -K)	m <sup>2</sup> -K/W	%		
12	Cond./Evap.	0		0		Tube side film	953.8	0.00105	49.36		
13	Temperature	°C	120.45	49.45	44	63.8	Tube side fouling	7818.9	0.00013	6.02	
14	Quality	0	0			Tube wall	19241.7	5E-05	2.45		
15	Humidity ratio					Outside fouling		0	0		
16	Pressure (abs)	bar	7	6.82208			Outside film	1116.4	0.0009	42.17	
17		Pa			101326	101326	Overall fouled	470.8	0.00212		
18	DP		0.17792		209		Overall clean	500.9	0.002		
19	Velocity	m/s	0.96	0.86	7.21	7.66					
20	<b>Liquid Properties</b>					<b>Tube Side Pressure Drop</b>	bar	%			
21	Density	kg/m <sup>3</sup>	617.23	685.72		Inlet nozzle	0.00084	0.47			
22	Viscosity	mPa-s	0.1893	0.3439		Inlet header	0.0003	0.17			
23	Specific heat	kJ/(kg-K)	2.521	2.143		Inside tubes	0.14218	79.91			
24	Th Cond	W/(m-K)	0.0949	0.1063		Across pass	0.00011	0.06			
25	Surface	N/m				Other header	0.00034	0.19			
26	<b>Vapor Properties</b>					Outlet nozzle	0.03415	19.2			
27	Density	kg/m <sup>3</sup>			1.11	1.05	<b>Outside Pressure Drop</b>	Pa	%		
28	Viscosity	mPa-s			0.0192	0.0201	Ground clearance	0	0		
29	Specific heat	kJ/(kg-K)			1.008	1.009	Fan inlet	8	3.57		
30	Th Cond	W/(m-K)			0.0276	0.0291	Bundle	211	96.07		
31	<b>Two-Phase Properties</b>						Louvers	0	0		
32	Latent	kJ/kg					Steam Coil	0	0		
33	Molecular weight				28.96		Plenum	0	0		
34	<b>Heat Transfer Parameters</b>					<b>Heat Load</b>	kW				
35	Reynolds No. vapor				10587.99	10121.74	Vapor	0			
36	Reynolds No. liquid	61921.29	34090.82				Cond./Evap	0			
37	Prandtl No. vapor				0.7	0.7	Liquid	17405.9			
38	Prandtl No. Liquid	5.03	6.93				Input/Actual duty ratio	0.93			

#### 4.6.4. Résultats et interprétations

Les résultats de calcul ainsi que la simulation sont regroupés dans le tableau suivant :

*Tableau IV-15:Tableau récapitulatif des résultats trouvés*

Résultats	Calcul	EDR
<b>Parameters géométriques</b>		
Surface des ailettes / tube (m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> )	23.416	23.49
Nombre de tubes (tubes/rangé)	216/8	216/8
Surface faciale (m <sup>2</sup> )	270	325
Surface des tubes nus (faisceau)	215.45	216.6
Surface des ailettes / faisceau	5044.98	4969.9
Surfaces totales des ailettes	40359.89	39758
<b>Paramètres thermiques</b>		
La chaleur échangée (Q (MW))	14.96645	17.405
Température sortie air (t2 (°C))	64.65	63.8
$\Delta TLM$ (°C)	21.05	21.85
Surface actuelle / surface requis	1,01/1,26	
<b>Les pertes de pression</b>		
$\Delta Pa$ (coté air) (Pa)	0.26	0.17
$\Delta Pi$ (coté tube) (Pa)	670	209
Prix estimé de la cellule ajouté (DA)	26617704.14	25783242.8

En constatant les résultats récapitulés ci-dessus, nous pouvons dire qu'il y a une concordance.

Entre les valeurs calculées et les résultats obtenus par le logiciel (EDR), dans la plupart des Grandeurs.

## 4.7. Interprétation des résultats :

### ➤ Interprétation des résultats du design et le calcul vérificatif :

D'après l'expérience du staff qui gère l'unité U-100 on peut dire que :

- ❖ 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 aéroréfrigérant A-106 A/F juste à côté 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.
- ❖ Aussi par expérience on remarque que la batterie aéroréfrigérants A-106 A/F travail comme il faut même en été (température ambiante maximale) si on a le vent du nord (coté du mère) au contraire du vent du sud, ce qui nous donne une probabilité que le constructeur ne tient pas compte toutes les données 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 tel que :

Surface d'échange = 211.6 m<sup>2</sup> (dans EDR résultats)

Surface d'échange = 212 m<sup>2</sup> (dans fiche technique résultats)

- ❖ 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 du fonctionnement de la batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F  
Les pertes de charge calculée cotée tubes sont inférieures à celles données par le design
- ❖ La puissance du ventilateur installée n'est pas suffisante pour assurer le débit d'air nécessaire pour le refroidissement du Naphta en comparaison avec celle trouvée par le calcul de vérification.

Puissance (actuelle) = 28,8 kW  $\Rightarrow$  Puissance (donner par EDR) = 33.59 kW

- ❖ Donc on peut dire que la batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F ne peut pas assurer le bon refroidissement du Naphta dans les conditions du design, une augmentation de la température ambiante conduira impérativement à un mauvais refroidissement du Naphta et donc à une augmentation de la 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'aéroréfrigérant actuelle comporte trois cellules, d'où l'ajout un autre. Les caractéristiques de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérant 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 44°C (l'état extrême de dimensionnement) est :

La surface calculer est = 1722,64

La surface installer est = 2153,41

La surface d'échange supplémentaire à rajouter c.-à-d. on peut ajouter quatre (2) nouveaux faisceaux

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

Les pertes de charge du Naphta dans les tubes dans le cas de la nouvelle batterie d'aéroréfrigérant sont plus faibles que celles admissibles dans l'ancienne batterie (0.16 bar). Cela est dû 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 le refroidissement du Naphta en comparaison avec celle trouvée pour la nouvelle batterie dimensionner.

Donc il faut rajouter deux (2) nouveau ventilateur avec une puissance de = 33.5kW Pour chaque moteur avec les six (6) anciens ventilateurs.

**4.8. Connecter la charge de l'aéroréfrigérant de Naphta A/F106 avec celui de l'aéroréfrigérant de LGO A/C102 :**

Dans cette connexion, nous propose d'installer une vanne de dérivation (joud vanne) entre les deux aéroréfrigérants A/C102 et A/F106. Cette vanne régulerait le flux de chaleur entre les deux aéroréfrigérants permettant à une partie de la charge de Naphta de circuler vers l'aéroréfrigérant A/C102 de HGO (heavy gasoil) qui il existe mais ça fonctionne pas à cause de l'absence de LGO et la deuxième partie circuler vers l'aéroréfrigérant A/F106. Cette solution améliorerait l'efficacité globale de votre système de refroidissement, ce qui serait particulièrement bénéfique pendant les mois d'été.

**4.8.1. Le cas design de l'aéroréfrigérant 102 avec la batterie 106 :**

En utilisant le logiciel Aspen HYSYS (EDR), nous avons développé une conception détaillée du système de refroidissement. Tout d'abord, nous avons introduit un Tee (TEE-100) dans le circuit de la charge de naphta, qui permet de séparer la charge de naphta et la distribuer entre deux aéroréfrigérants (A/F106 et A/C102) en parallèle.

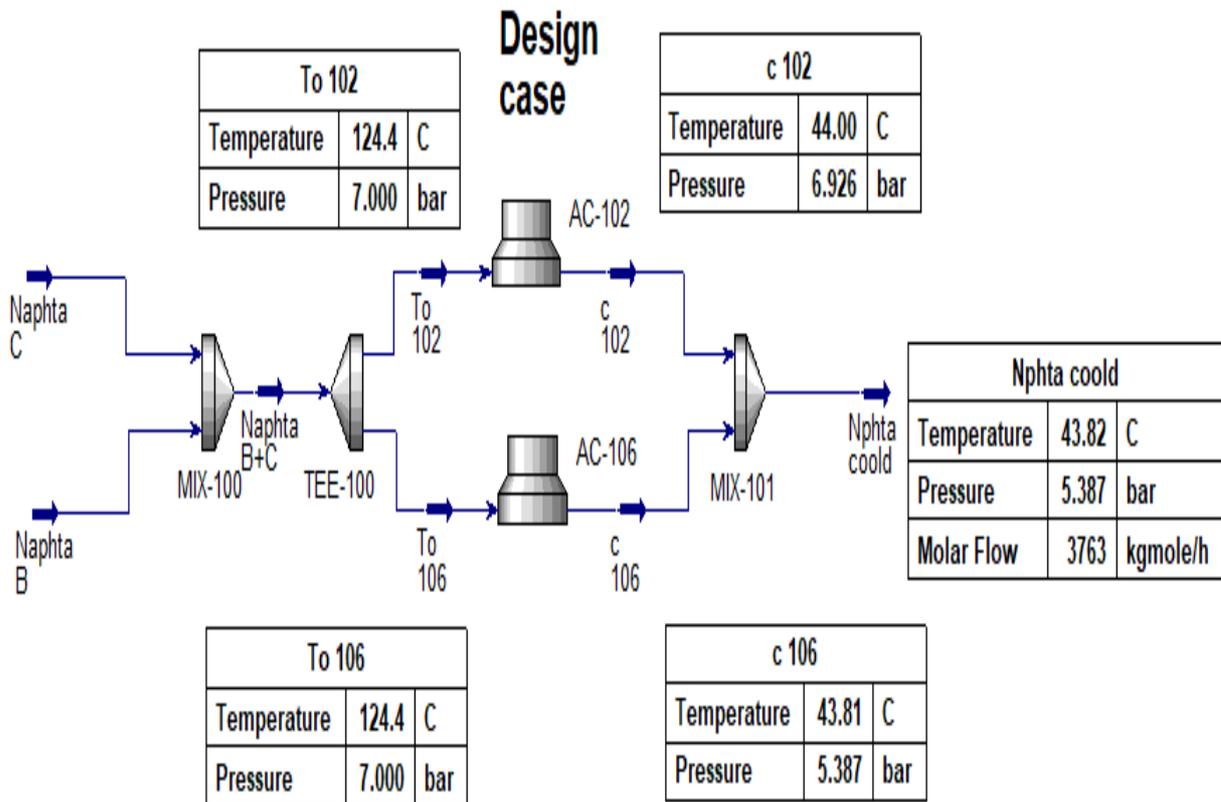


Figure IV-24: le cas design de l'assemblé de deux aéroréfrigérant A/F106-A/C102

I. La géométrie de la batterie de l'aéroréfrigérant A/C102

✓ Geometry		✓ Process		✓ Errors & Warnings		✓ Run Status	
<b>Configuration</b>							
Fan configuration		Forced		Forced			
Tube OD / pitch	mm	25.4	/	60	25.4	/	60
Tube layout angle	Degrees	30		30			
Fin type		G-finned		G-finned			
Fin tip diameter	mm	57.15		57.15			
Fin frequency	#/m	433		433			
Mean fin thickness	mm	0.28		0.28			
Tube material		Carbon Steel		Carbon Steel			
<b>Size</b>							
Specify some sizes in design							
Bays per unit		1		1			
Number of bundles / fans per bay		2	/	2	2	/	2
Tube length	m	12.5		12.5			
Bay width	mm			6240			
Number of tube rows		8		8			
Number of tubes / passes		392	/	6	392	/	6

Figure IV-25: la géométrie de l'aéroréfrigérant A/C102

II. La conception mécanique de données de l'aéroréfrigérant A/C102

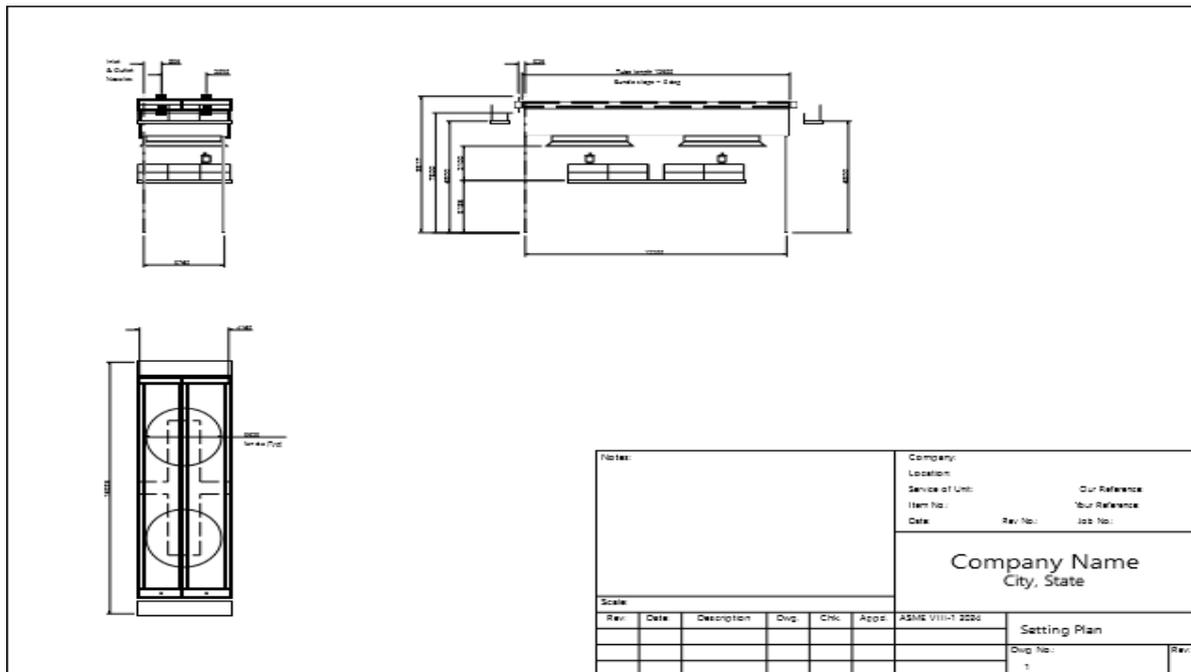


Figure IV-26: le data de l'aéroréfrérégérant A/F102

III. Les coefficients de transfert de chaleur :

Le coefficient de friction dépend de nombre de Reynolds

La figure suivante regroupe l'ensemble des calculs pour la détermination des pertes de charges à l'intérieur des tubes :

Nombre de Reynolds (Régime d'écoulement) :

Unit							
Bays in parallel per unit		1		A or V frame		None	
Bundles in parallel per bay		2		Tube inclination		0	
Fans per bay		2		Tube side flow orientation		Counter-current	
Bay width	mm	6240		Outside stream flow direction	Degrees	0	
Bundle width	m	2.97		Fan diameter	m	4.2672	
Unit length	m	13.3314		Plenum depth	m	1.7069	
Unit width	m	6.24		Ground clearance	m	6.4008	
Unit height	m	0.4157		Distance from bundle to exchanger exit	m	0	
Bundle							
Tubes per bundle		392		Number of tube types		1	
Tube rows per bundle		8		Tube row arrangement		Staggered-even rows to right	
Tubes per row per bundle		49		Tube transverse pitch	mm	60	
Tube passes per bundle		6		Tube row longitudinal pitch	mm	51.96	
Total tube length	m	12.5		Layout angle	Degrees	30	
Effective tube length	m	12.263		Area ratio finned to bare		23.49	
Tubesheet(s) thickness	mm	62		Total surface effectiveness		0.91	
Tube support width	mm	25		External enhancement			
Number of tube supports		7		Internal enhancement			
Bundle face area	m <sup>2</sup>	36.4					

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

$$Re = 13.184 \cdot 10^4 > 10^4$$

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

Heat Transfer Coefficients		Duty Distribution		Tube Wall Temperature			
Film coefficients		kcal/(h-m <sup>2</sup> -C)		Outside		Tube Side	
Overall film coefficients				215		314.3	
Multiple phase coefficients							
Vapor sensible				215			
Two phase							
Liquid sensible						298.8	
Heat Transfer Parameters				In		Out	
Prandtl numbers	Vapor			0.71		0.69	
	Liquid					4.96	
Reynolds numbers	Vapor (Diameter)			838.63		736.59	
	Liquid (Diameter)					13184.06	
Reynolds numbers	Vapor (Hydraulic)			113.98		100.11	
	Liquid (Hydraulic)					13340.59	
Fin Efficiency				0.95			

Figure IV-27: les coefficients de transfert de la batterie A/C102

IV. La performance de l'aéroréfrigérant A/C102 :

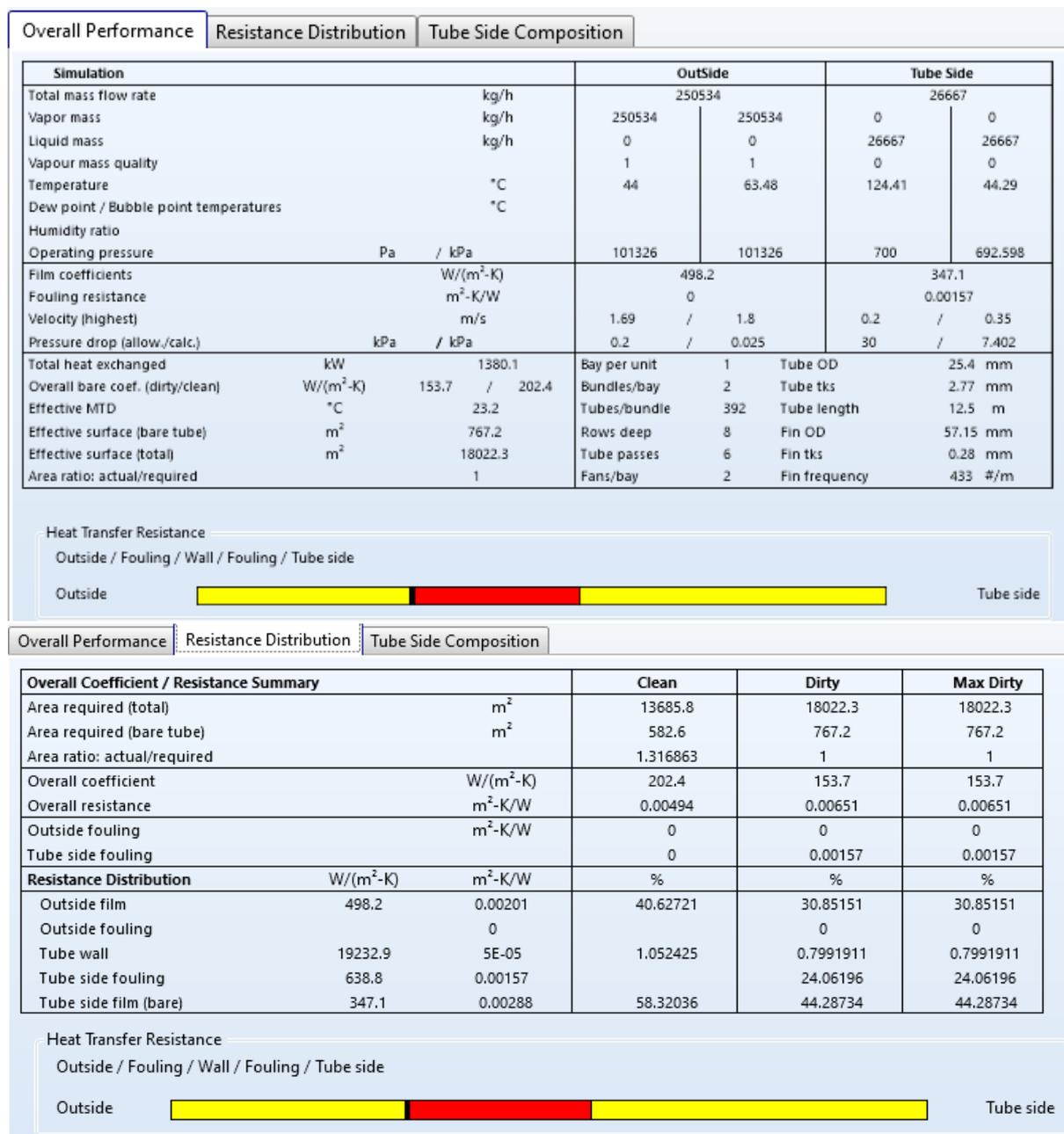


Figure IV-28: les performances globales de l'aéroréfrigérant A/C102

Le jaune, indique une résistance élevée aux fluides tels que les gouttes d'eau et l'humidité.

Le rouge, représente la couleur moyenne, ce qui met l'accent sur une résistance importante à l'encrassement. Cela signifie que l'aéroréfrigérant est spécialement conçu pour minimiser l'accumulation de saleté, de poussières.

Le noir suggérant que l'aéroréfrigérant est adapté pour être installé dans des environnements où l'espace est limité ou contre des parois.

### 4.8.2. Le cas réel dans la température 44C°

Une fois le système opérationnel, des mesures ont été prises pour évaluer l'efficacité réelle. Les résultats ont démontré que la configuration en parallèle avec l'utilisation du tee a permis de maintenir les températures de refroidissement requises, même lorsque les températures ambiantes étaient élevées. Le système a été en mesure de refroidir la charge de naphtha jusqu'à 50°C, ce qui était conforme aux exigences du processus.

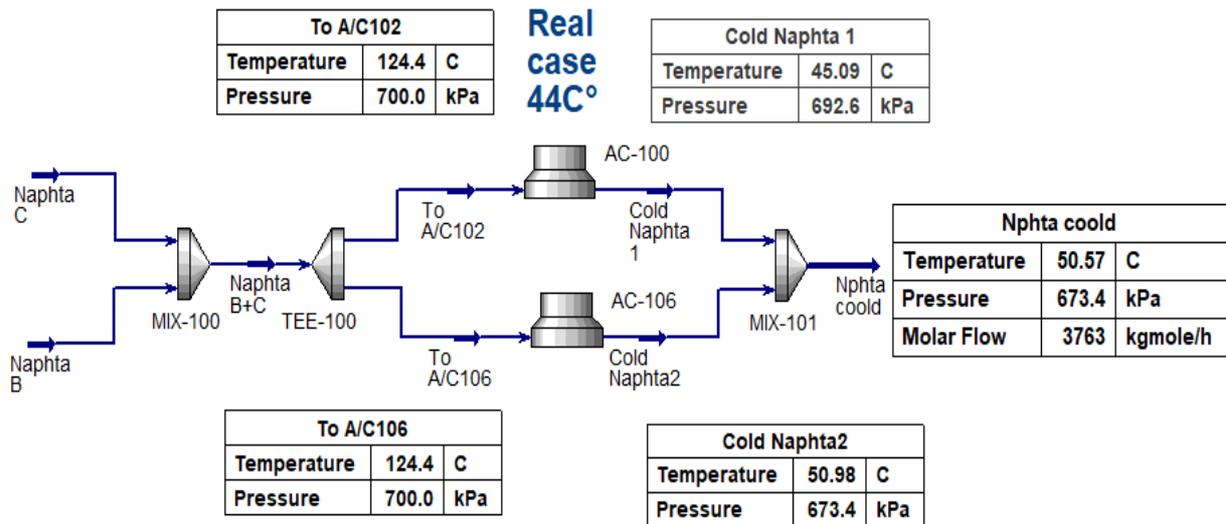


Figure IV-29: le cas réel de l'assemblée de deux aéroréfrigérants A/F106-A/C102

Les résultats des simulations ont été extrêmement encourageants. Ils ont démontré que la conception proposée était capable de refroidir la charge de naphtha jusqu'à 50.57°C.

Cette réalisation est particulièrement significative car elle répond parfaitement aux exigences du processus.

En effet, maintenir la température de la charge de naphtha à ce niveau est crucial pour assurer le bon fonctionnement et la rentabilité globale du processus.

4.6.3. Résultats du « Rating and checking » de l'aéroréfrigérant A/C102

Fiche de spécifications de l'aéroréfrigérant (Data sheet) :

<b>Air-Cooled Heat Exchanger Specification Sheet</b>										
Company:										
Location:										
Service of Unit:					Our Reference:					
Item No.:					Your Reference:					
Date:		Rev No.:			Job No.:					
Size & Type	13.3314	/	6.24	m	Type	Forced	Number of Bays		1	
Surf/Unit-Finned Tube	18022.3			m <sup>2</sup>	Bare area/bundle	383.6	m <sup>2</sup>	Ratio (Total/Bare)	23.49	
Heat exchanged				1109747	kcal/h	MTD, Eff		24.51	°C	
Transfer Rate-Finned		4.5	Bare, Service		104.6	Clean		129.3 kcal/(h-m <sup>2</sup> -C)		
<b>PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE</b>										
Fluid Circulated					In / Out					
Total Fluid Entering	kg/h	26667			Density, Liq	kg/m <sup>3</sup>	613.03 / 685.31			
					Density, Vap	kg/m <sup>3</sup>	/			
Temperature	°C	124.41	/	49.94	Specific Heat, Liq	kJ/(kg-K)	2.545 / 2.145			
Liquid	kg/h	26667 / 26667			Specific Heat, Vap	kJ/(kg-K)	/			
Vapor	kg/h	0 / 0			Therm. Cond, Liq	W/(m-K)	0.0942 / 0.1063			
Noncondensable	kg/h	0 / 0			Therm. Cond, Vap	W/(m-K)	/			
Steam	kg/h	/			Freeze Point	°C	/			
Water	/			Bubble / Dew point °C /						
Molecular wt, Vap					/ Latent heat kcal/kg					
Molecular wt, NC					/ Inlet pressure (abs) bar 7					
Viscosity, Liq	cp	0.1837	/	0.3427	Pres Drop, Allow/Calc	bar	0.3 / 0.07376			
Viscosity, Vap	cp	/			Fouling resistancem <sup>2</sup> -h-C/kcal 0.00142					
<b>PERFORMANCE DATA - AIR SIDE</b>										
Air Quantity, Total					86130	kg/h	Altitude 0 m			
Air Quantity/Fan					38687.1	m <sup>3</sup> /h	Temperature In 44 °C			
Static Pressure					4	Pa	Temperature Out 60.45 °C			
Face Velocity	0.3	m/s	Mass velocity	0.33	kg/s/m <sup>2</sup>	Design Ambient 0 °C				
<b>DESIGN-MATERIALS-CONSTRUCTION</b>										
Design/Vac./Test Pres					9 / /	bar	Design temperature 250 °C			
TUBE BUNDLE			Header			Tube				
Size	m	13.3314	Type	Box		Material Carbon Steel				
Number/bay	2		Material	Carbon Steel			Specifications			
Tube Rows	8		Passes	6			OD	25.4	Min Thk.	2.77 mm
Arrangement	/			Plug Mat.			No./Bun	392	Lng	12.5 m
Bundles	2	par	Gasket Mat.			Pitch	60 / 51.96	30	Degrees	
Bays	1	par	Corr. Allow.			mm	FIN			
Bundle frame	/			Inlet nozzle ( 1 )	53.98	mm	Type G-finned			

Les différents résultats sont regroupés dans une liste appelée Sommaire général :

1	Unit Length/Width/Height	13.3314 / 6.24 / 0.4157	m	Tube inclination	0						
2	Baysperunit	1	Bundles per bay	2	Tube Rows	8	Passes	6	X-side flow direction	0	Degrees
3	Staggered-even rows to right								Tube flow orientation	Counter-current	
4	Total surface	18022.3	Ext surface/bundle	9011.1	Bare/Bundle	383.6	m <sup>2</sup>	Ratio (Total/Bare)	23.49		
5	<b>Simulation Performance of the Unit</b>										
6			<b>Tube Side</b>		<b>X-Side</b>		<b>Heat Transfer Parameters</b>				
7	<b>Process Data</b>		<b>In</b>	<b>Out</b>	<b>In</b>	<b>Out</b>	<b>Total head load</b>		kcal/h	1109747	
8	Total Flow	kg/h	26667		86130		<b>Effective MTD</b>		°C	24.51	
9	Gas				86130	86130	<b>Actual/Reqd area ratio(dirty/clean)</b>		1 / 1.24		
10	Vapor		0	0			<b>Coef/Resist (Bare)</b>				
11	Liquid		26667	26667	0	0	kcal/(h-m <sup>2</sup> -C)	m <sup>2</sup> -h-C/kcal	%		
12	Cond./Evap.		0		0		Tube side film	317.8	0.00315	32.93	
13	Temperature	°C	124.41	49.94	44	60.45	Tube side fouling	549.3	0.00182	19.05	
14	Quality		0	0			Tube wall	16503.5	6E-05	0.63	
15	Humidity ratio						Outside fouling		0	0	
16	Pressure (abs)	bar	7	6.92624			Outside film	220.8	0.00453	47.39	
17		Pa			101326	101326	Overall fouled	104.6	0.00957		
18	DP		0.07376		4		Overall clean	129.3	0.00774		
19	Velocity	m/s	0.2	0.36	0.58	0.68					
20	<b>Liquid Properties</b>						<b>Tube Side Pressure Drop</b>		bar	%	
21	Density	kg/m <sup>3</sup>	613.03	685.31			Inlet nozzle	0.00108	1.47		
22	Viscosity	cp	0.1837	0.3427			Inlet header	1E-05	0.02		
23	Specific heat	kJ/(kg-K)	2.545	2.145			Inside tubes	0.04394	59.57		
24	Th Cond	W/(m-K)	0.0942	0.1063			Across pass	3E-05	0.04		
25	Surface	dynes/cm					Other header	7E-05	0.09		
26	<b>Vapor Properties</b>						Outlet nozzle		0.02862	38.8	
27	Density	kg/m <sup>3</sup>			1.11	0.95	<b>Outside Pressure Drop</b>		Pa	%	
28	Viscosity	cp			0.0192	0.0216	Ground clearance	0	0		
29	Specific heat	kJ/(kg-K)			1.008	1.012	Fan inlet	0	2.15		
30	Th Cond	W/(m-K)			0.0276	0.0316	Bundle	4	99.64		
31	<b>Two-Phase Properties</b>						Louvers		0	0	
32	Latent	kcal/kg					Steam Coil	0	0		
33	Molecular weight				28.96		Plenum	0	0		
34	<b>Heat Transfer Parameters</b>						<b>Heat Load</b>		kcal/h		
35	Reynolds No. vapor				854.25	761.36	Vapor	0			
36	Reynolds No. liquid	13189.51	14138.57				Cond./Evap	0			
37	Prandtl No. vapor				0.7	0.69	Liquid	1109747			
38	Prandtl No. Liquid	4.96	6.92				Input/Actual duty ratio	1			
39	<b>Tubes / Fin</b>		Last row number			8					
40	Tubes per bundle	392	Tube OD / ID		mm	25.4 / 19.86	/	/	/		

**4.6.4. Résultats et interprétations :**

Les résultats de calcul ainsi que la simulation sont regroupés dans le tableau suivant :

*Tableau IV-16: Tableau récapitulatif des résultats trouvés*

Résultats	EDR
<b>Paramètres géométriques</b>	
Surface des ailettes / tube (m <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> )	<b>23.49</b>
Nombre de tubes (faisceau/rang)	<b>392/8</b>
Surface faciale (m <sup>2</sup> )	<b>72.8</b>
Surface des tubes nus (faisceau)	<b>383.6</b>
Surface des ailettes / faisceau	<b>9011.1</b>
Surfaces totales des ailettes	<b>18022.1</b>
<b>Paramètres thermiques</b>	
La chaleur échangée Q (MW)	<b>1.387</b>
Température sortie air t2 (°C)	<b>60.45</b>
$\Delta TLM$ (°C)	<b>24.51</b>
Surface actuelle / surface requis	<b>1 / 1,32</b>
<b>Les pertes de pression</b>	
$\Delta Pa$ (coté air) (Pa)	<b>4</b>
$\Delta Pi$ (coté tube) (Pa)	<b>0.07</b>

**Conclusion**

Le travail effectué nous a montré qu'il y'a une possibilité de substituer l'aéroréfrigérant A/F106 avec l'aéroréfrigérant A/C102 en respectant les spécifications de la qualité de produits et leurs paramètres de marche.

**4.6.5. Étude économique :****Estimation des coûts de la connexion**

Pour estimer le coût de la connexion comprenant une vanne de dérivation (jaud vanne) et un pipeline de 12 mètres, nous devons prendre en compte les éléments suivants :

1. Vanne de dérivation (jaud vanne)
2. Pipeline de 12 mètres
3. Main-d'œuvre pour l'installation

**Vanne de dérivation (jaud vanne)**

• Coût unitaire estimé : 2 000 € (le prix peut varier en fonction du type et de la qualité de la vanne)

**Pipeline de 12 mètres**

• Coût par mètre de pipeline : 150 €/m (ce coût inclut les matériaux et les petites pièces nécessaires pour l'installation)

• Longueur totale du pipeline : 12 mètres

$$\text{Coût total du pipeline} = 150 \text{ €/m} \times 12 \text{ m} = 1\,800 \text{ €}$$

**Coût total estimé de la connexion**

Coût total = Coût de la vanne + Coût du pipeline

$$\text{Coût total} = 2\,000 \text{ €} + 1\,800 \text{ €} = 3\,800 \text{ €} \times 150 \text{ DA/€} = 570\,000 \text{ DA}$$

La deuxième solution consiste à connecter la charge de l'aéroréfrigérant de Naphta A/F106 avec celui de l'aéroréfrigérant de LGO A/C102, en installant une vanne de dérivation et un pipeline de 12 mètres. Cette solution présente plusieurs avantages économiques et opérationnels :

Avantages économiques : Coût d'investissement beaucoup plus faible que la première solution

Avantages opérationnels : Amélioration des performances opérationnelles grâce à l'interconnexion des systèmes de refroidissement

Cette Solution relativement simple à mettre en place, ne nécessitant que l'installation d'une vanne de dérivation et d'un court pipeline

**➤ Interprétation des résultats :**

La simulation effectuée sur l'aéroréfrigérant A/F106 montrent que le nombre de cellules existantes ne peuvent pas assurer le refroidissement nécessaire car la quantité de chaleur qui pourra être fournie par la baie de référence ne permet pas d'atteindre la température désirée.

Cette simulation de deux aéroréfrigérants A/F102 et A/C102 fonctionnant en parallèle est un indicateur crucial pour la viabilité de cette installation.

Atteindre la température cible de refroidissement de la charge de naphta, à savoir 50.57°C, est une étape majeure dans la validation de la conception proposée. Cela démontre que les spécifications du projet peuvent être respectées avec cette configuration.

La présence d'une cellule de 392 tubes dans l'aéroréfrigérant A/C102 suggère une capacité de refroidissement suffisante.

En parallélisant l'aéroréfrigérants A/F102 avec l'aéroréfrigérant A/F102 par un jaud vanne et une ligne qui connecté les deux aéroréfrigérants A/F102 et A/C102, nous avons crié un système capable de répondre aux demandes de refroidissement.

L'utilisation de cette méthode peu coûteuse pour la connexion des deux aéroréfrigérants, l'aéroréfrigérant A/F102 démontre également une gestion des ressources et des coûts. Cette approche économique renforce la faisabilité du projet et peut contribuer à son acceptation globale.

En conclusion, les résultats positifs de la simulation et l'approche stratégique adoptée pour la connexion des aéroréfrigérants en parallèle montrent que le projet est réalisable et offre un potentiel significatif pour répondre efficacement aux besoins de refroidissement de la charge de naphta.

Le travail effectué nous a montré qu'il y'a une possibilité de substituer l'aéroréfrigérant A/F106 avec l'aéroréfrigérant A/C102 en respectant les spécifications de la qualité de produits et leurs paramètres de marche.

#### 4.6.6. Étude comparative entre les deux solutions

Ce tableau comparatif met en évidence les différences clés entre les deux solutions :

*Tableau IV-17:Tableau comparative des deux solutions*

Caractéristiques	Solution 1	Solution 2
<b>Coût Estimé</b>	Environ 198 000 \$	570 000 DA (environ 5 000 \$)
<b>Avantages</b>	- Amortissement rapide - Amélioration des performances	- Coût d'investissement plus faible - Amélioration des performances opérationnelles
<b>Inconvénients</b>	- Investissement initial élevé - Nécessite une étude détaillée	- Économies potentiellement moins importantes - Nécessite des travaux d'installation
<b>Temps d'intervention</b>	- Court terme	- Intervention longue (plus de 2 mois)
<b>Moyens Financiers</b>	Budget élevé	Budget plus faible

---

## 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'aéroréfrigérant A-106 A/F.

Ceci engendre une diminution du taux de marche de l'unité U-100 (réduction de la charge traitée 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 par le logiciel Aspen Hysys(EDR)
- ✓ 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  $T= 44^{\circ}\text{C}$ .
- ✓ Connecter la charge de l'aéroréfrigérant de Naphta A/F106 avec celui de l'aéroréfrigérant A/C102 qui donner une température désirée de 50°C.

Concernant le cas design (37°C), le calcul de vérification a montré que la batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F peuvent assurer leur fonctionnement à la température de design (37°C), une légère augmentation de la température ambiante conduira impérativement à un mauvais refroidissement du Naphta et donc à une augmentation de la 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 (1) autre cellule.

En comparaison avec le manque à gagner e produits finis (environ 3.85 millions Dollars), le coût estimé de la modification (deux nouvelles cellules et quatre nouveaux ventilateurs, environ 251 milles Dollars), peut être amorti en un temps très court.

En conclusion on peut dire qu'avec la nouvelle batterie d'aéroréfrigérant, l'unité pourra fonctionner à sa capacité maximale dans les conditions d'été, la connexion de ces deux aéroréfrigérants en parallèle offre une solution fiable, efficace et économique pour le refroidissement de la charge de naphta. Elle permettra non seulement de répondre aux exigences de refroidissement de manière satisfaisante, mais également d'optimiser les performances globales du processus industriel.

---

## Recommandation

Les aéroréfrigérants sont souvent négligés dans les équipements de process. Pour garantir leur disponibilité, leur fiabilité et prolonger leur durée de vie, ainsi que pour compléter cette étude, nous proposons les recommandations suivantes :

- ✓ Effectuer une analyse comparative entre les pertes de produits finis causées par les défauts des aéroréfrigérants et le coût estimé de la modification nécessaire. Cette analyse démontrera que l'investissement peut être rentabilisé en peu de temps.
- ✓ Réaliser une évaluation économique détaillée de la modification proposée pour prouver sa rentabilité. Cette évaluation devrait prendre en compte les coûts initiaux, les économies potentielles et la durée de récupération de l'investissement.
- ✓ Résoudre les problèmes spécifiques liés au refroidisseur à eau E-115 A/B en série avec la batterie d'aéroréfrigérant A-106 A/F. Il est important de diagnostiquer et de résoudre les problèmes de performance, de fuites ou d'autres dysfonctionnements afin d'optimiser le fonctionnement de l'installation.
- ✓ Effectuer des inspections régulières et une maintenance préventive des aéroréfrigérants. Des composants internes endommagés, encrassés ou usés peuvent nuire au rendement et à l'efficacité de l'installation. Il est donc essentiel de prendre des mesures correctives et préventives pour assurer un fonctionnement optimal.
- ✓ Procéder au nettoyage général des ailettes, en particulier celles situées en bas des faisceaux, qui sont souvent encrassées par la poussière. Un nettoyage régulier permettra d'éliminer les obstructions et de maintenir un bon échange thermique.
- ✓ Donner des instructions claires au personnel chargé de la maintenance afin de protéger les ailettes situées en haut des faisceaux. Il est important de sensibiliser le personnel aux dommages potentiels et de leur rappeler de manipuler avec précaution les ailettes pour éviter toute détérioration, ce qui entraînerait une perte de surface d'échange thermique.

En suivant ces recommandations, il sera possible d'améliorer la disponibilité, la fiabilité et la durée de vie des aéroréfrigérants, ce qui contribuera à une meilleure performance globale de l'installation.

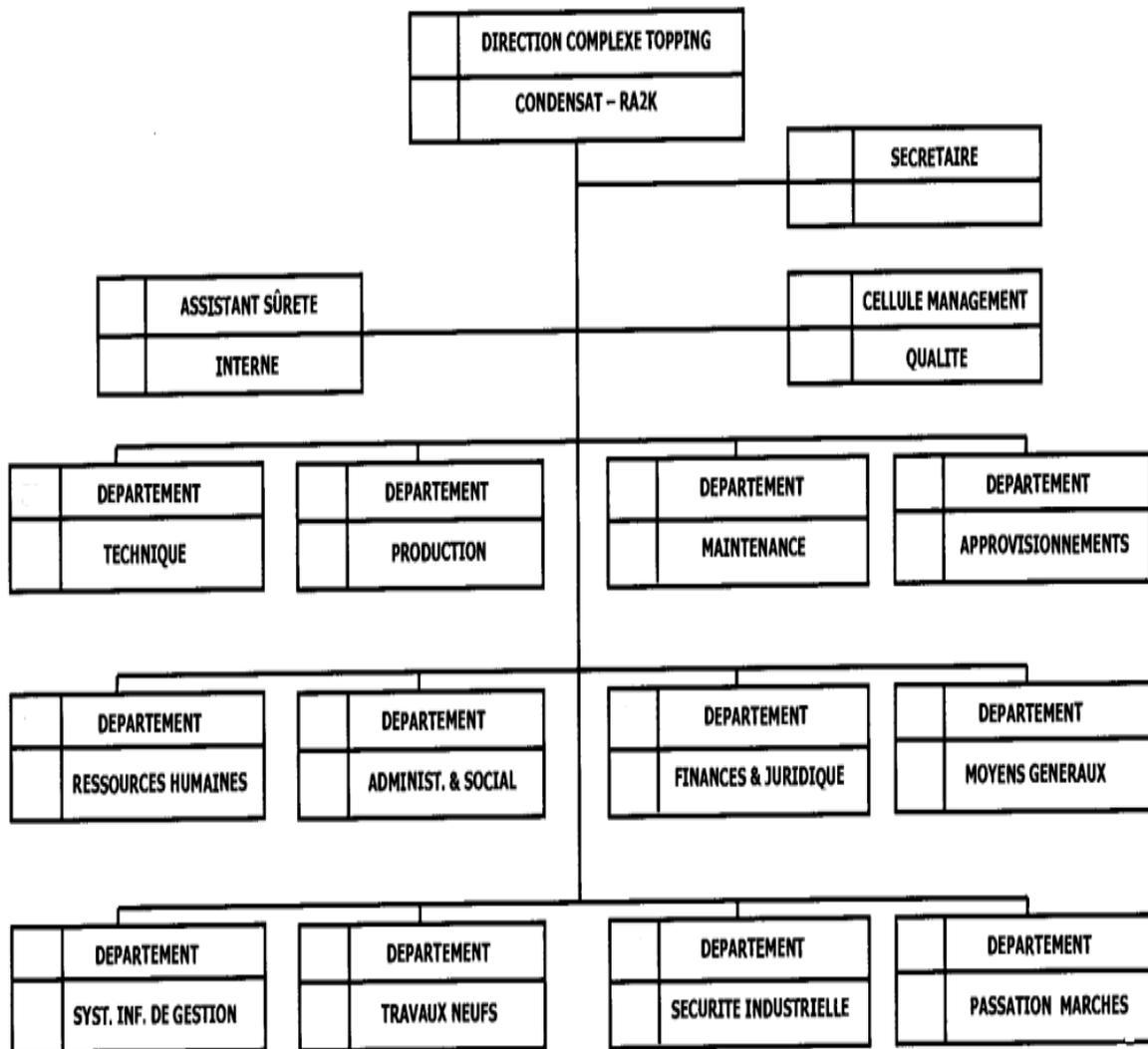
---

## Bibliographie

- [1]. P. WUITHIER. raffinage et génie chimique, tome I et tome II, édition, 1972  
Paris.
- [2]. Manuel opératoire de raffinerie de RA2K.
- [3] API Standard 661 Air-Cooled Heat Exchangers for General Refinery Service, 3rd ed.,  
Washington D.C. American Petroleum Institute.
- [4] R. FEIDT. Aérocondenseurs. Techniques de l'ingénieur, Dossier n° be8941, 2010
- [5] -Documentation IFP Training, Formation professionnalisant d'ingénieurs Procédés  
En Raffinage et Pétrochimie GROUPE 1, Avril 2015
- [6] -chapitre 1 Génialité sur le transfert thermique faculté des science appliquée université Ibn  
Khaldoun-Tiaret
- [7] D. KERN. "Process and Heat Transfer". Edition Mc Graw Hill, Tokyo, Japan, 1983
- [8] site web:  
f) <https://www.totalenergies.fr/particuliers/parlons-energie/dossiers-energie/chauffage-et-climatisation/echangeur-thermique-fonctionnement-types-et-efficacite>  
g) <https://greth.fr/echangeur-thermique/>  
h) <https://www.encyclopedie-energie.org/les-echangeurs-de-chaleur/>
- [9] R. FEIDT. Aéroréfrigérants directs secs. Techniques de l'ingénieur, Dossier n°  
be8940, 2010.
- [10]. J.P WAUQUIER. Procédé de séparation, édition technique, 1998-paris
- [11]. PIERRE TRAMBOUSE 4- matériel et équation
- [12] M.A. MASRI. "Aéroréfrigérants : Sélection, Design & Exploitation", cours de  
l'IAP  
Boumerdes, Algérie, Mai 2008
- [13]. Les aéroréfrigérants, ingénieur spécialisés option GNL 2011, DR.M A. Masri
- [14] Manuel opératoire unité 100/200/300/400/500, 2006 CNPC. complexe RA2K,  
Sonatrach
- [15] FEIDT. Aérocondenseurs. Techniques de l'ingénieur, Dossier n° be8941, 2010

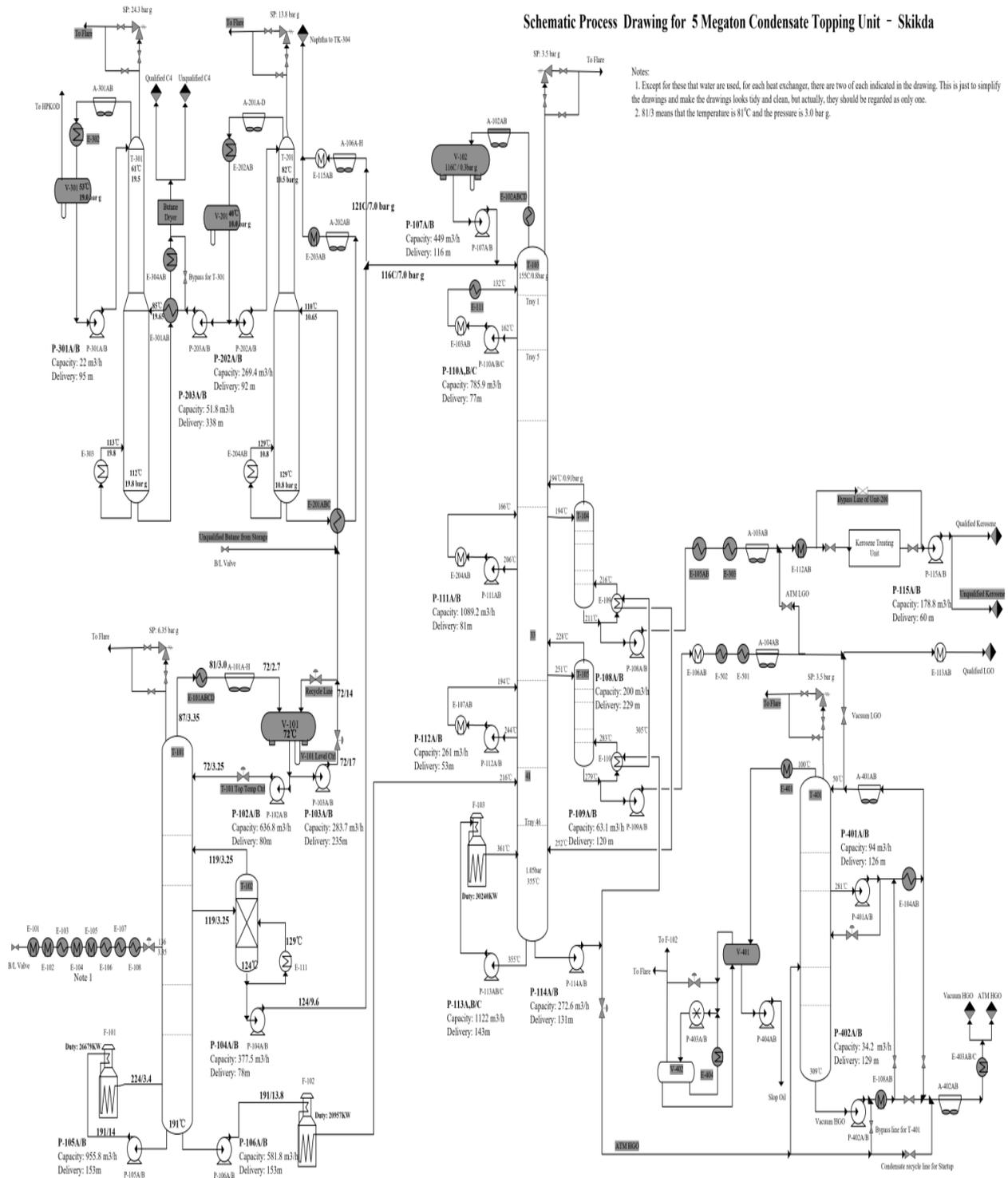
**Annex A : l'organigramme du complexe Topping de condensat (RA2k)**

	<b>ACTIVITE AVAL - DIVISION RAFFINAGE</b>	REF : <input type="text"/>
	<b>MANUEL INTERNE D'ORGANISATION</b>	REV : <input type="text"/>
	<b>ORGANIGRAMME DU COMPLEXE TOPPING CONDENSAT RA2K</b>	PAGE : <input type="text"/>



# Annexe B : Schéma de process de l'unité 100

## Schematic Process Drawing for 5 Megaton Condensate Topping Unit - Skikda



# Annexe C : La fiche technique de l'aéroréfrigérant A-106 A/F

 <b>HAMON D'HONDT s.a.</b>	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°: <b>12819-46/1</b> Document nr:	FEUILLE <b>1</b> Sheet	DE <b>2</b> of	Bureau Emetteur <b>DCO</b> Issued by
<b>TITRE DU DOCUMENT :</b> TITLE OF DOCUMENT : <b>TYPE D'APPAREIL :</b> EQUIPMENTS : <b>CODE APPLICABLE :</b> CODE : <b>CLIENT :</b> PURCHASER : <b>PROJET :</b> PROJECT : <b>IMPLANTATION :</b> PLANT : <b>N° ITEM :</b> ITEM : <b>N° COMMANDE CLIENT :</b> PURCHASE ORDER No. : <b>N° AFFAIRE HDH :</b> HDH JOB N° :	<b>SPECIFICATION D'AEROREFRIGERANT</b> AIR COOLED HEAT EXCHANGER DATA SHEET NAPHTA AIR COOLER ASME VIII DIV 1 / DPP ALGERIENNE - ALGERIAN DPP CPECC / SONATRACH SC1 - TOPPING DE CONDENSATS SKIKDA <b>100-A-106</b> P35-EQ-0010 <b>12815</b>		

**Bon pour exécution**  
 Date : *au vu de* au 7/6/07  
 Signature : *X. Héroux*

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

rev	Date	By	Check	Visa	Si units	Date :	07/06/07
0	28/11/06	XHD	AM			Rev :	1
1	07/06/07	XHD	AM			Doc. No. :	12819-46/1
						Item n° :	100-A-106
<b>Data sheet</b>							
<b>AIR COOLED HEAT EXCHANGER</b>							
<b>Hamon D'Hondt S.A.</b>							
Customer/Purchaser						CPECC / LPEC for SONATRACH	
Plant location						SKIKDA (ALGERIA)	
Service						Naphta Air Cooler	
Plot size (W,L) [m]						16.20 12.75	
Surface/unit-Finned						29 476 [m <sup>2</sup> ]	
Heat exchanged						19.740 [MW]	
Transf. rate-Finned						22.01 [W/m <sup>2</sup> .K]	
						FORCED	
						N° of unit(s) 1	
						N° of bay(s)/Unit 3	
						Bare Tube 1272 [m <sup>2</sup> ]	
						MTD (eff.) 31.97 [°C]	
						Bare Tube(C/D) 578 / 510 [W/m <sup>2</sup> .K]	
<b>PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE</b>							
Fluid Name		Naphta		IN		OUT	
Total Fluid [kg/h]		398 481		Density (Liq) 621.86		Density (Vap) 693.76 [kg/m <sup>3</sup> ]	
Temperature [°C]		124.5 50.0		Spec.Heat (Liq) 2.5933		Spec.Heat (Vap) 2.2100 [kJ/kg.K]	
Liquid [kg/h]		398 481		Conduct. (Liq) 0.0992		Conduct. (Vap) 0.1211 [W/m.K]	
Vapor [kg/h]		0		Inlet Pressure 8.02		Tube velocity [m/s] (in out) 1.41 1.26	
Non condensed [kg/h]				Allowed/Calc. ΔP 0.30 / 0.28		Fouling resist. 0.00017 [m <sup>2</sup> .KW]	
Steam [kg/h]							
Water [kg/h]							
Viscosity (Liq) [cP]		0.1843 0.3394					
Viscosity (Vap) [cP]							
<b>PERFORMANCE DATA - AIR SIDE</b>							
Air Quantity, Total		2 968 115 [kg/h]		Face Velocity [m/s]		3.8	
Air Quant./Fan (act)		120.96 [m <sup>3</sup> /s]		Altit. [m] - Min. Des. Amb. [°C]		18 1.0	
Static pressure		139.6 [Pa]		Temp. In / Out		37.0 / 60.9 [°C]	
<b>DESIGN - MATERIALS - CONSTRUCTION</b>							
Design pressure		13.16 [barg]		Code Requirements		ASME VIII Div. 1 - ALGERIAN DPP (1)	
Design temperature		135.0 [°C]		<b>TUBE</b>			
Test Pressure		per code [barg]		Material		A 179	
BAY width [m]		5.40		Outside Diameter		25.4 [mm]	
Bundle Size(W,L)[m]		2.60 12.75		Wall Thickness (MINI)		2.77 [mm]	
N° Bundles/Unit		6		N° /Bundle		216	
N° Bundles/Bay		2		Length		12.500 [m]	
N° Tube Rows		6		Pitch		69.850 [mm]	
N° Passes		3 (EQUAL)		<b>FIN</b>			
Tube slope		0 [mm/m]		Type		KLM	
<b>HEADER</b>				Material		ALUMINIUM	
Type		PLUG		Outside Diameter		57.15 [mm]	
Material		A-516 GR 60-70		Stock Thick.		STD [mm]	
Plug Design		SHOULDER		FPI / N° /m		11 / 433	
Plug material		A 105		<b>MISCELLANEOUS</b>			
Gasket material		SOFT IRON		Structural Mounting		RACK (2x 6M)	
Corrosion Allow.		3 [mm]		Bundle Frame		GALVANIZED	
Qty/Size nozzle IN		1 6"		Louvers		NO	
Qty/Size nozzle OUT		1 6"		Vibration switches		YES (1 per fan)	
Rating & Facing		300 # WN RF		Steam Coil		NO	
Velocity [m/s]		1.77 1.59		Recirculation System		NO	
ρ*V <sup>2</sup> (in/out)[kg/m.s <sup>2</sup> ]		1 952 1 750		Tube / Tubesheet Welding		NO	
<b>MECHANICAL EQUIPMENT</b>							
<b>FAN</b>				<b>ELECTRIC MOTOR</b>			
N° /Bay		2		N° /Bay		2	
N° autovariable/bay		0		kW/Driver		37	
rev/min		later		rev/min		1450	
Diameter		14 [ft]		Enclosure		Eex'd' (Class 1, Div. 2)	
N° Blades		6 MINI		Volt, Phase,Cycle		380 / 3 / 50	
Material, Blade		ALUMINIUM		<b>SPEED REDUCER</b>			
Material, Hub		C.S. OR ALU.		Type		T-BELTS	
kW/Fan,Des.		25.7 [kW]		N° /Bay		2	
kW/Fan,Min. Amb.		28.8 [kW]		Service Factor			
SPL @ 1 m beside equip.		85±2 [dB(A)]		Ratio		later : 1	
Notes : (*) Dimensions given without walkways.							
(1) ASME STAMP : NO. ALGERIAN DPP REQUIRED. PED & ATEX : Not Applicable							
(2) DESIGN CASE 1 : DALRAR CASE C +10%							
(3) DESIGN FOR 110 % OF FLOW AND DUTY (+ 5% CALCULATION SAFETY)							
(4) PER BUNDLE : ONE VENT (OUTLET HEADER) + ONE DRAIN (INLET HEADER) - 2" WNRF							
(5) TUBESIDE PRESSURE DROP FOR 110% OF MAX FLOW (1.1 x 379150 kg/hr) : 0.3 BAR							
(6) TUBESIDE PRESSURE-DROP FOR 379151 KG/HR IS 0.26 BAR							
(7) TUBESIDE VELOCITY AT INLET FOR 326136 KG/HR IS 1.16 m/s							
(8) VENT & DRAIN : ONE VENT + ONE DRAIN PER BUNDLE, EACH 2" LWN + BLIND							
Act. date :		08/06/2007		Retr. Ref. HD :		100A106-C.dbo	
Therm. date :				##		Made by : XHD	



DOCUMENT NO.: SC1-100-DS-EQ-1005

Rev. 1

Page 2 of 3

EQUIPMENT PROCESS DATA										
GENERAL DATA		Unit		Exchanger No.		Case identification		Equipment Name		
Line No.	Location	Condensate Topping Unit	100-A-106	(2)	Naphtha Air Cooler					
0.1	SKIKDA, Algeria	Design Temp. MPa(g)	135	Hot side	Bundle orientation horizontal					
0.2	Design	Duty kW	17938(3)	no						
FLOW DATA										
Line No.	Fluid name	Fluid code (1)	Flow rate 1000 kg/hr	Inlet temperature °C	Outlet temperature °C	Inlet pressure MPa (g)	Maximum pressure drop kPa	Fouling resistance m <sup>2</sup> °C/W	Liquid pseudo critical temp. °C	
0.3	Naphtha	100	362.25(4)	124.54	50.0	0.7	30.0	0.00017		
PHYSICAL PROPERTIES (at inlet pressure) Not for fluid codes 101 and 301										
Line No.	Reference temperature °C	Total specific enthalpy kJ/kg	Vaporization fraction weight	Vapour properties			Liquid properties			
				Density kg/m <sup>3</sup>	Specific heat kJ/kg. °C	Viscosity (cP) mPa.s	Thermal conductivity W/m. °C	Density kg/m <sup>3</sup>	Specific heat kJ/kg. °C	Viscosity (cP) mPa.s
0.4	124.54	286.3	0.00	621.83	2.5915	0.1843	0.0992	11.4		
0.5	50.0	107.5	0.00	693.72	2.2085	0.3394	0.1211	18.7		
0.6										
0.7										
0.8										
0.9										
1.0										
<b>Notes:</b>										
(1) Fluid code: 100=liquid; 101=water; 300=condensing vapour; 301=condensing steam; 400=gas (9) Vendor should provide vibration switch for each fan.										
(2) Design case 1 -- Dair 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							% Tube : SA179
Pour point	°C		Louvers							Header : SA516GR70*3mmCA
Freezing point	°C		Air heating facilities							Fins : Aluminum
			Action on control signal failure :							Tube Sheet : SA516GR70*3mmCA
			+ Fan pitch							
Air design temperature	37.0 °C		- Louvers							
Minimum air temperature	1.0 °C		Action on power failure :							
Fouling resistance air side	0.00017 m <sup>2</sup> °C/W		- Louvers							
Relative humidity of the air	72 %									
Atmospheric pressure	1 bar(abs.)									

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

rev	z	Date	By	Check	Visa	Si units	Date	rev
0	20/11/06	XHD	AM				07/06/07	
1	07/06/07	XHD					1	
<b>Data sheet</b> <b>AIR COOLED HEAT EXCHANGER</b>							Doc. No. : 12824-46/1	
<b>Hamon D'Hondt S.A.</b>							Item n° : 100-A-402	
Customer/Purchaser : CPECC / LPEC for SONATRACH Plant location : SKIKDA (ALGERIA) Service : HGO Air Cooler							page 2/2	
Plot size (W.L) [m] : 6.56 12.75 <b>FORCED</b> Surface/unit-Finned : 17 831 [m²] Bare Tube : 769 [m²] Heat exchanged : 1.805 [MW] MTD (eff.) : 52.15 [°C] Transf. rate-Finned : 2.05 [W/m².K] Bare Tube(C/D) : 49 / 48 [W/m².K]							N° of unit(s) : 1	
<b>PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE</b>							N° of bay(s)/Unit : 1	
Fluid Name : HGO IN : 26 667 OUT : 26 667 Density (Liq) : 871.64 [kg/m³] Density (Vap) : 2.2241 [kg/m³] Temperature : 172.0 [°C] 50.0 [°C] Liquid : 26 667 [kg/h] 26 667 [kg/h] Vapor : 0 [kg/h] 0 [kg/h] Non condensed : 0 [kg/h] Steam : 0 [kg/h] Water : 0 [kg/h] Viscosity (Liq) : 1.1019 [cP] 14.7302 [cP] Viscosity (Vap) : 0.00051 [cP]							IN : 871.64 [kg/m³]	OUT : 943.39 [kg/m³]
<b>PERFORMANCE DATA - AIR SIDE</b>							Face Velocity [m/s] : 2.5	
Air Quantity, Total : 793 304 [kg/h] Air Quant./Fan (act) : 96.99 [m³/s] Static pressure : 111.4 [Pa]							Alt. [m] - Min. Des. Amb. [°C] : 18	Temp. In / Out : 37.0 / 45.1 [°C]
<b>DESIGN - MATERIALS - CONSTRUCTION</b>							ASME VIII Div. 1 - ALGERIAN DPP (1)	
Design pressure : 16.22 [berg] Design temperature : 312.0 [°C] Test Pressure : per code [barg] BAY width [m] : 6.56 Bundle Size(W,L)[m] : 3.19 12.75 N° Bundles/Unit : 2 N° Bundles/Bay : 2 N° Tube Rows : 8 N° Passes : 6 (note 7) Tube slope : 0 [mm/m]							Code Requirements : ASME VIII Div. 1 - ALGERIAN DPP (1)	
<b>HEADER</b> Type : PLUG (SPLIT) Material : A-516 GR 60-70 Plug Design : SHOULDER Plug material : A 105 Gasket material : SOFT IRON Corrosion Allow. : 3 [mm] Qty./Size nozzle IN : 1 6" Qty./Size nozzle OUT : 1 6" Rating & Facing : 150 # WN RF Velocity [m/s] : 0.25 0.23 p*V² (in/out)[kg/m.s²] : 56 51							Material : ALUMINIUM Outside Diameter : 57.15 [mm] Stock Thick : STD [mm] FPI / N° /m : 11 / 433	
<b>MISCELLANEOUS</b> Structural Mounting : RACK (2x 6M) Bundle Frame : GALVANIZED Louvers : NO Vibration switches : YES (1 per fan) Steam Coil : NO Recirculation System : NO Tube / Tubesheet Welding : NO								
<b>MECHANICAL EQUIPMENT</b>								
<b>FAN</b> N° /Bay : 2 N° autovariable/bay : 0 rev/min : later Diameter : 15 [ft] N° Blades : 6 MINI Material, Blade : ALUMINIUM Material, Hub : C.S. OR ALU. kW/Fan, Des. : 14.7 [kW] kW/Fan, Min. Amb. : 16.6 [kW] SPL @ 1 m beside equip. : 85±2 [dB(A)]							<b>ELECTRIC MOTOR</b> N° /Bay : 2 kW/Driver : 22 rev/min : 1450 Enclosure : Eex'd (Class 1, Div. 2) Volt, Phase, Cycle : 380 / 3 / 50 <b>SPEED REDUCER</b> Type : V-BELTS N° /Bay : 2 Service Factor : later : 1	
Notes : (*) Dimensions given without walkways. (1) ASME STAMP : NO. ALGERIAN DPP REQUIRED. PED & ATEX : Not Applicable (2) DESIGN CASE 1 : NOUSS CASE C +10% (3) DESIGN FOR 110 % OF FLOW AND DUTY (+ 5% CALCULATION SAFETY) (4) PER BUNDLE : ONE VENT + ONE DRAIN (ON RETURN HEADER) - 2" WNRF (5) CHECKED CASE : OB#1 126600 kg/hr (150°C to 60°C, 7648 kW), PRESSURE-DROP 1.0 BAR (6) INLET HEADER IS SPLIT AFTER FIRST PASS (SECOND ROW) (7) TUBE COUNT PER EACH PASS : 98-84-63-49-49-49 (7) VENT & DRAIN : ONE VENT + ONE DRAIN PER BUNDLE, EACH 2" LWN + BLIND								
Act date : 06/06/2007 Retr. Ref. HD : 100A-402-C.dbo Therm. date :							aa	Made by : XHD

## Annex D : La fiche technique de l'aéroréfrigérant 100-A-402

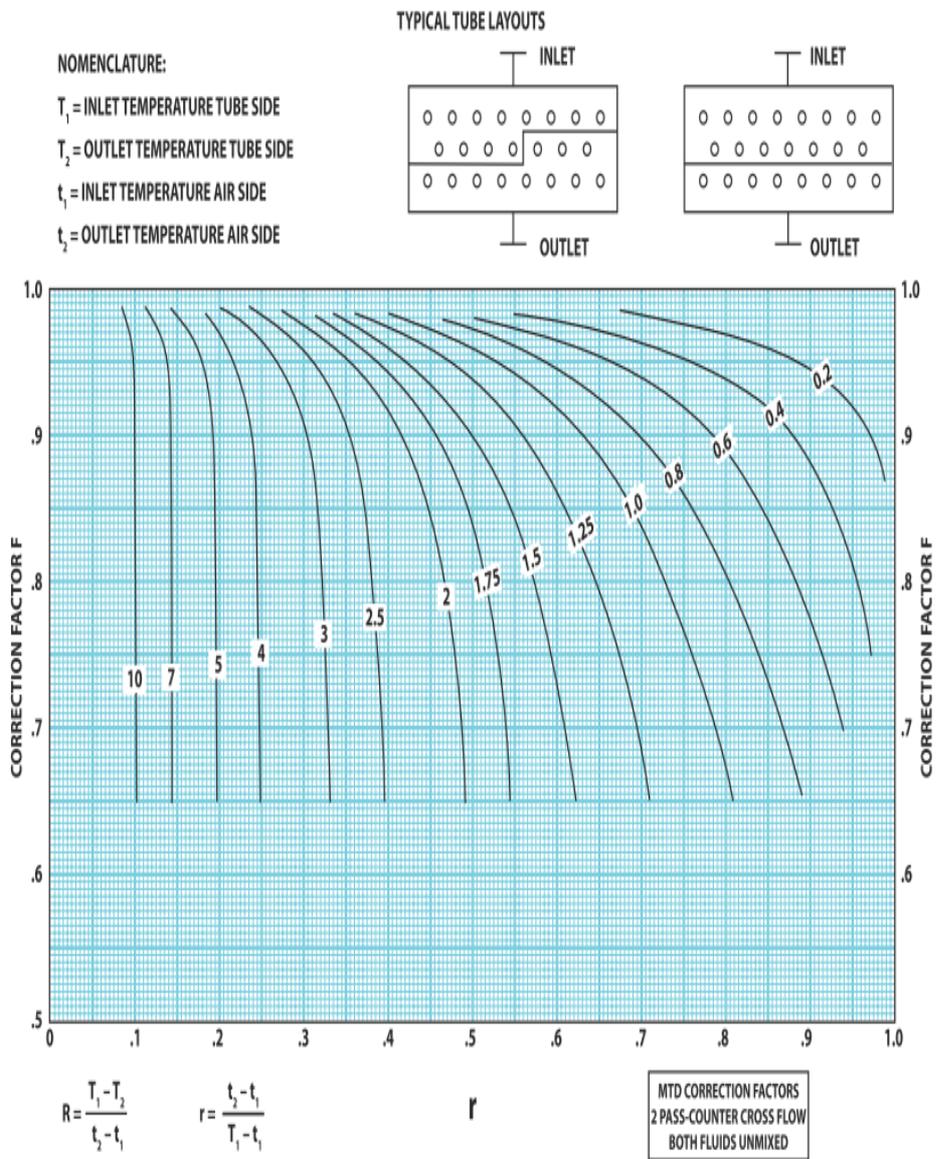
REV.	A	0	1	EQUIPMENT PROCESS DATA									
DATE	30-08-2006	21-07-2006	20-10-2006										
DESCRIPTION	Issued for Review	Issued for Design	Issued for Design										
PREPARED	郑方义 唐逸一	郑方义 唐逸一	郑方义 唐逸一										
CHECKED	庄蔚青 胡庆均	庄蔚青 胡庆均	庄蔚青 胡庆均										
APPROVED	武劲松	武劲松 魏月章	武劲松 魏月章										
<b>GENERAL DATA</b>													
Line No.	Location		Unit	Exchanger No.	Case Identification	Equipment Name							
01	SKIRDA, Algeria		Condensate Topping Unit	100-A-402	(2)	HGO Air Cooled							
Calculation type	Duty kW	Design Temp. °C	Design Press. MPa(g)	Mech. cleaning required	Hot side	Bundle orientation							
02	268	312	1.622	no	horizontal								
<b>FLOW DATA</b>													
Line No.	Fluid name	Fluid code	Fluid flow rate 1000 kg/hr	Inlet temperature °C	Outlet temperature °C	Inlet pressure MPa (g)	Maximum pressure drop kPa	Fouling resistance m <sup>2</sup> °C/W	Liquid pseudo critical press. bar (abs)	Liquid pseudo critical temp. °C			
03	HGO	(1)	3.44	170.0	50.0	0.62	40.0	0.00051					
<b>PHYSICAL PROPERTIES (at inlet pressure) Not for fluid codes 101 and 301</b>													
Line No.	Reference temperature °C	Total			Vapour properties			Liquid properties					
		specific enthalpy kJ/kg	Vaporization traction weight	Density kg/m <sup>3</sup>	Specific heat kJ/kg °C	Viscosity (cP) mPa.s	Thermal conductivity W/m °C	Density kg/m <sup>3</sup>	Specific heat kJ/kg °C	Viscosity (cP) mPa.s	Thermal conductivity W/m °C	Surface tension mN/m	
04	170.0	380.1	0.00				764.30	2.5998	0.7879	0.0879	20.5		
05	50.0	98.7	0.00				832.39	2.0862	5.9077	0.1026	29.2		
06													
07													
08													
09													
10													
<b>Notes:</b>													
(1) Fluid code: 100=liquid, 101=water, 300=condensing vapour, 301=condensing steam, 400=gas													
(2) Design case 2 – 50% duty of Newstock Case A (Minimum duty)													
(3) Tube length is 12m. The estimated number of bundles is one.													
(4) Steam out condition is 0.09MPa(g) and 275 °C.													
(5) The sizes of nozzle shall be decided with vendor.													
(6) Each bundle shall have 2 inch vent and drain connection.													
(7) Vendor should provide vibration switch for each fan.													
<b>PROCESS FLUID DESIGN DATA</b>				<b>CONTROL OF AIR-COOLED HEAT EXCHANGER</b>				<b>Material</b>					
Hydrogen service				Fans provided with				MPC(Manual Pitch Control)					
Very toxic service				Fans with VFD				% Tube : SA179					
Four point				Louvers				Header : SA618GR70+3mmCA					
Freezing point				Air heating facilities				Fins : Aluminum					
<b>AIR SIDE DESIGN DATA</b>				Action on control signal failure :				TUBE SHEET : SA618GR70+3mmCA					
Air design temperature				- Fan pitch				Tube Sheet : SA618GR70+3mmCA					
Minimum air temperature				- Louvers									
Fouling resistance air side				Action on power failure :									
Relative humidity of the air				- Louvers									
Atmospheric pressure													

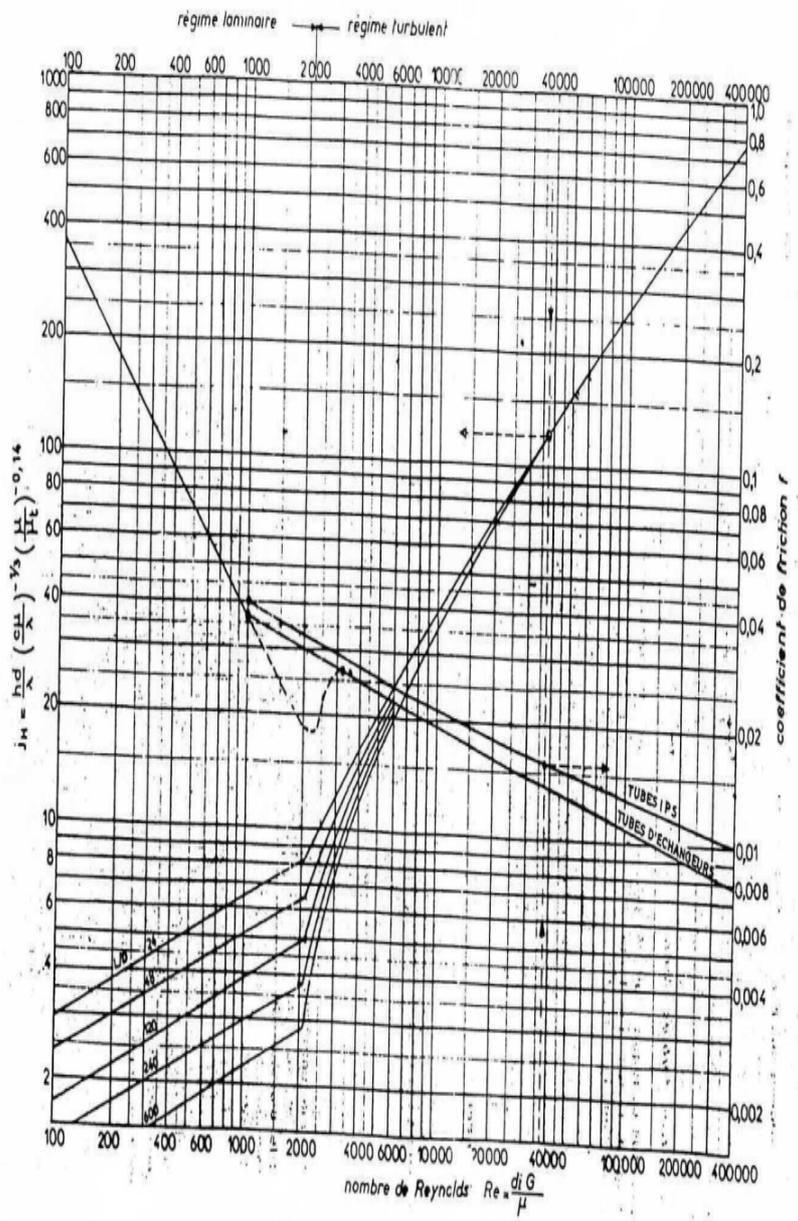
**Annexe E : Les données pour calculer le coefficient de transfert de chaleur coté tube**

**MTD Correction Factors / 2 Pass-Cross Flow**

Hudson Products Corporation • Sugar Land, Texas, USA

Figure 10





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

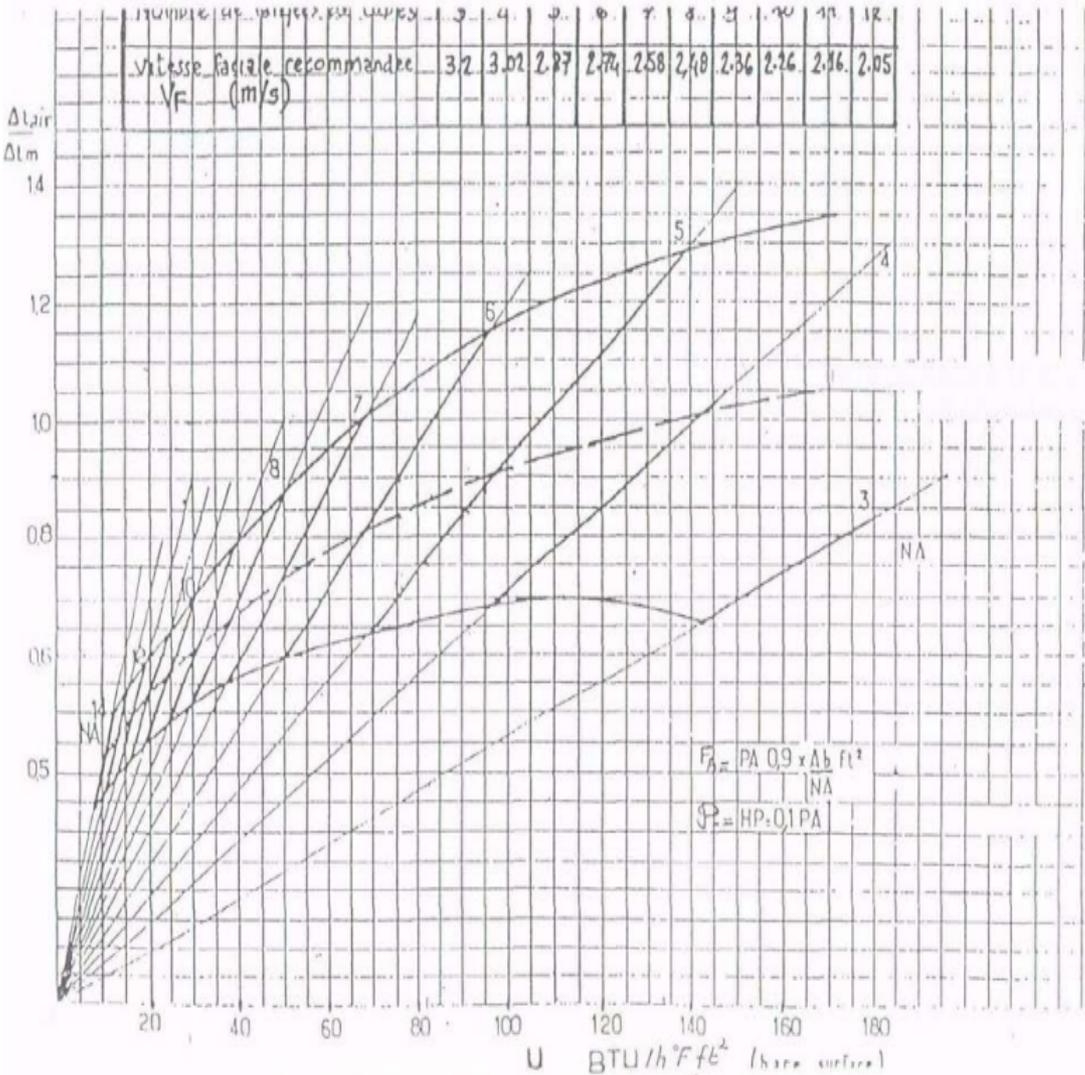
**Annexe G : Le coefficient de transfert global à estimer**

**Table 6**  
**Typical Transfer Coefficients for Air-Cooled Heat Exchangers**

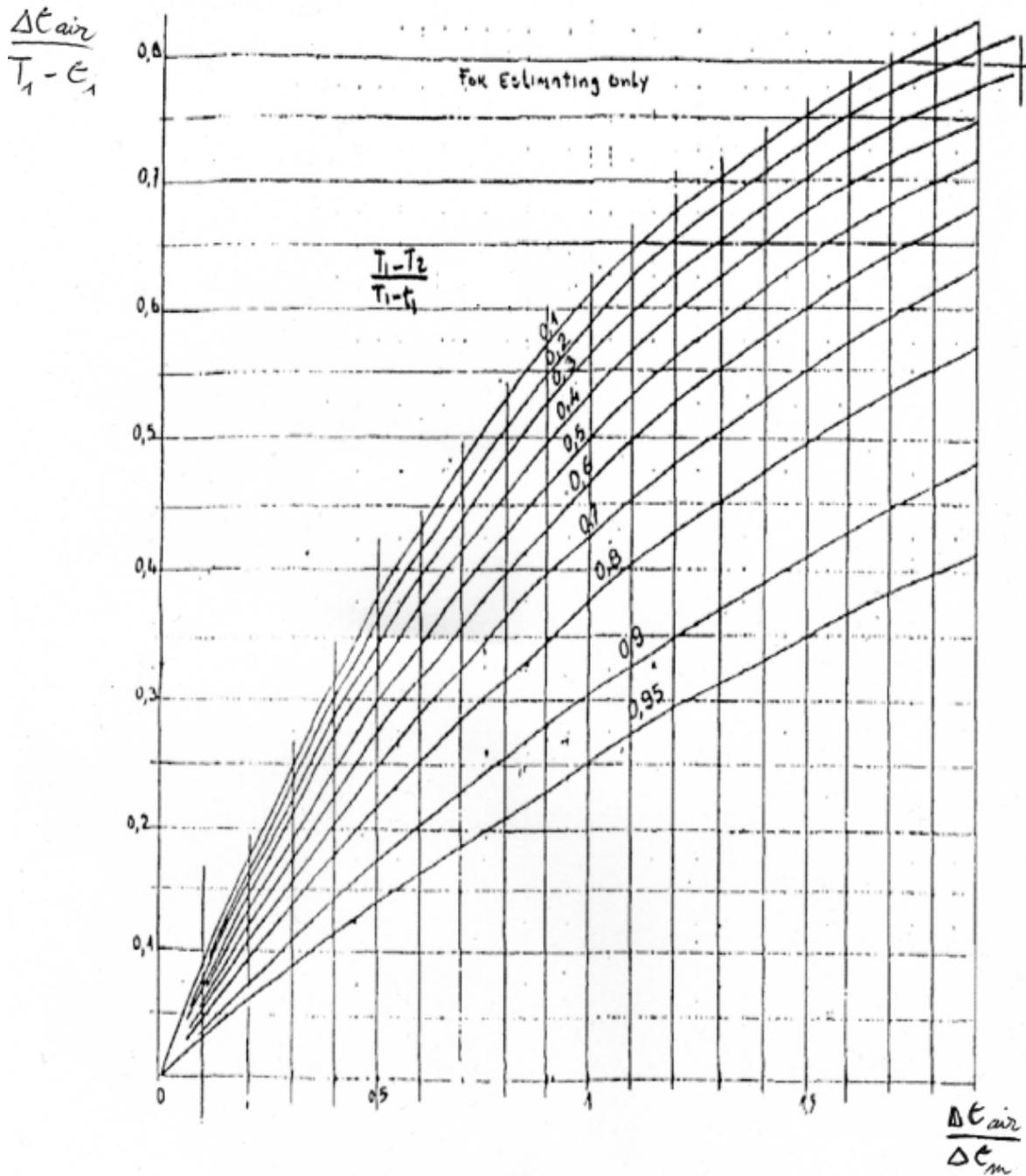
	<b>U</b> <b>Btu/hr,</b> <b>ft<sup>2</sup>, °F</b>
<b>Condensing service</b>	
Amine reactivator	90–100
Ammonia	100–120
Freon 12	60–80
Heavy naphtha	60–70
Light gasoline	80
Light hydrocarbons	80–95
Light naphtha	70–80
Reactor effluent—Platformers, Rexformers, Hydroformers	60–80
Steam (0–20 psig)	130–140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

**Annexe H : La température de l'air estimée à la sortie**

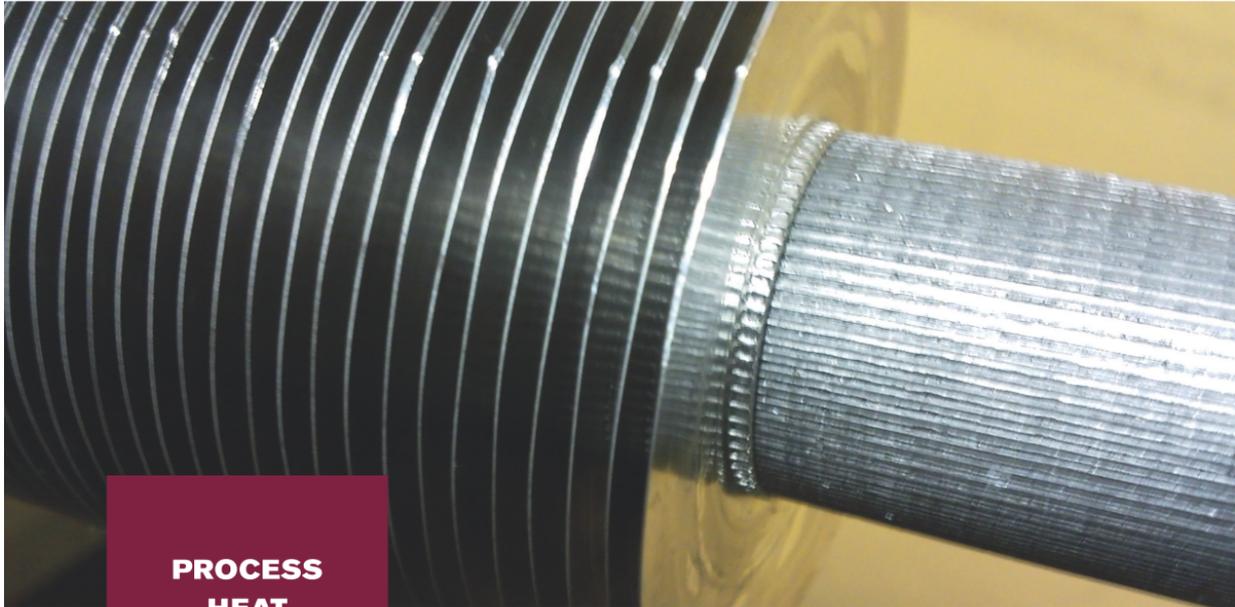
**graph 01**



graphe 02



## 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

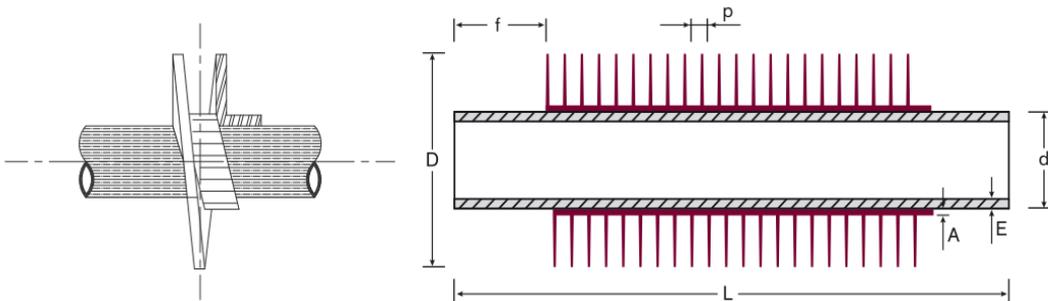


# KLM<sup>®</sup> Finned Tubes

## 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.



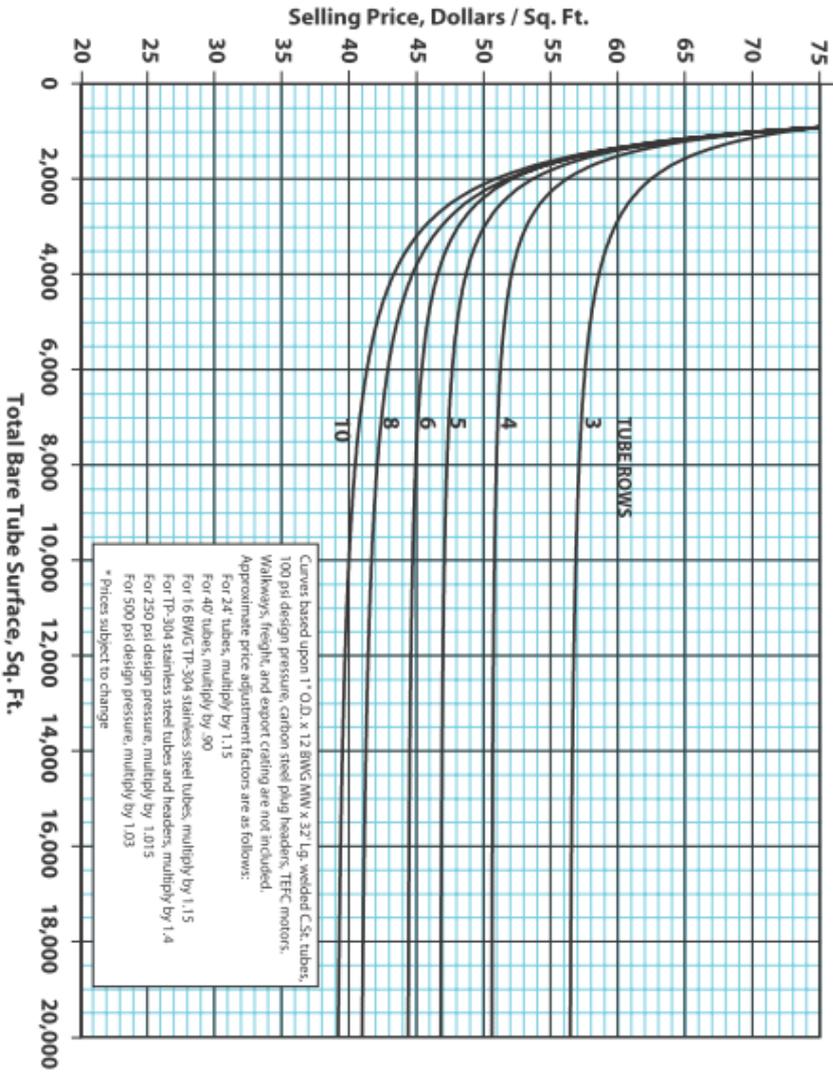
**HAMON D'HONDT**  
 1524, rue de la Paix  
 59970 Fresnes sur Escaut  
 France  
 Tel: +33 3 27 28 44 28  
 Fax: +33 3 27 28 44 00  
 spares@hamon-dhondt.com

[www.hamon.com](http://www.hamon.com)



Annexe J: Estimation économique

**Unit Price As A Function Of Total Surface And Bundle Depth**  
 Hudson Products Corporation • Sugar Land, Texas, USA  
 Figure 18



## Annexe K : Prix des aérorefrigerants.

