



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



Université Amar Telidji- Laghouat

FACULTE : TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT : GÉNIE DES PROCÉDÉS

MÉMOIRE POUR L'OBTENTION DU
DIPLOME DE MASTER

Présenté par : Hadjadj Hibatallah

Chergui Fatima Rym

DOMAINE : Sciences et Technologies

FILIERE : Génie des procédés

OPTION : Génie chimique

Thème

**Analyse et conception d'un aéro-réfrigérant pour remplacer
un échangeur de chaleur dans la section de décarbonatation
d'une unité de traitement de gaz**

Jury de soutenance :

Nom et Prénom	Grade	Quality
YOUCEFI Mohamed Riad	MCA	Président
ZERROUKI Hamza	MCA	Examineur
BOUDELLIOUA Hichem	MCA	Rapporteur

Année Académique : 2024-2025



Remerciement

En premier lieu, nous remercions Dieu, le Tout-Puissant, pour nous avoir donné le courage, la patience et la force nécessaires à la réalisation et à l'aboutissement de ce travail.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à notre promoteur, M. BOUDELLIOUA Hichem, pour avoir accepté de nous encadrer, ainsi que pour ses conseils précieux et son accompagnement tout au long de ce travail.

Nos remerciements s'adressent également à M. YUCEFI Mohamed Riad, pour avoir accepté de présider ce jury, ainsi qu'à M. ZERROUKI Hamza, pour avoir examiné notre travail avec attention.

Enfin, que toutes les personnes ayant contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce mémoire trouvent ici l'expression de notre sincère reconnaissance.

À vous, qui vous intéressez à notre étude, nous adressons également nos remerciement

Les plus respectueux.



Dédicaces

Je dédie ce travail :

À moi-même,

À cet esprit qui a résisté et défié l'adversité,

À ce cœur qui ne s'est jamais brisé malgré la fatigue,

À celle que je suis, qui a cru en son rêve et l'a poursuivi sans relâche.

Je me dédie cette réussite, car je mérite d'être fière de ce que j'ai accompli.

À ma mère,

À cette héroïne qui a su jouer deux rôles avec une force et un amour inégalables.

Elle a été le père, la mère, et tout un univers à elle seule.

Aucune parole ne saurait exprimer toute ma gratitude...

Chaque réussite, du début à la fin, lui est dédiée avant tout.

À ma chère grand-mère,

Au cœur tendre, à l'âme bienveillante,

À celle qui a été mon réconfort, ma lumière dans l'obscurité,

Celle dont les prières ont été la clé de ma résilience.

Merci d'être toujours là, simplement.

À ma famille et à tous mes proches,

À ceux qui m'ont soutenue, encouragée, et portée dans les moments difficiles,

À ceux qui ont cru en moi, même brèvement,

Je vous adresse ma profonde reconnaissance.

Ce travail est aussi le vôtre.

À ma chère sœur, Chergui Fatima Rym,

Ton affection et ta présence ont été des piliers silencieux mais essentiels.

Je te dédie cette étape importante avec tout mon amour.



HADJADJ Hibatallah



Dédicaces

*La locomotive de la recherche a traversé bien des obstacles,
et pourtant, j'ai essayé de les surmonter avec constance,
grâce à Dieu et par Sa volonté.*

*À celle que je préfère à moi-même,
À celle qui s'est sacrifiée pour moi sans jamais compter,
qui n'a ménagé aucun effort pour me voir heureuse :
ma mère adorée. Que cette modeste réussite lui soit dédiée avec tout mon amour.*

*À mon cher père,
Nous avançons sur les chemins de la vie,
et ceux qui marquent nos esprits y restent à jamais.
Il avait un visage doux et des gestes empreints de bonté.
Bien qu'il ne soit plus là, il continue de vivre en moi à chaque pas.*

*À mes frères : Ahmed Taki Elddine et Abdelkader,
À ma chère sœur : Hadjadj Hibatallah,
Merci pour votre soutien et votre affection constants.*

*À tous ceux que j'ai rencontrés tout au long de mon parcours,
À ma grande famille et à toutes mes connaissances,
À tous mes professeurs et enseignants,
Je vous dédie une part de cette réussite, avec gratitude et respect.*



CHERQUI Fatima Rym

Tableau des matières

REMERCIEMENT

Dédicaces

Liste des Abréviations	I
Liste des Tableaux	II
Liste des Figures	III
Introduction Générale	01

Chapitre I : Représentation de l'unité de traitement au TEG

I.1 Introduction	03
I.2 Principe de la déshydratation du gaz naturel	03
I.3 Description de l'unité de traitement au TEG	04
I.4 Fonctionnement du circuit de glycol	05
I.5 Problèmes d'encrassement et opérations de maintenance	06
I.6 Mise en service de l'échangeur de chaleur	07
I.7 Conclusion	07

Chapitre II : Généralités sur les échangeurs de chaleur et les aéro-réfrigérants

II.1 Introduction	09
II.2 Définitions générales	09
II.3 Classification des échangeurs de chaleur	09
II.3.1 Classification technologique	10
II.3.2 Classification selon le mode de transfert de chaleur	10
II.3.3 Classification selon le procédé de transfert	10
II.3.4 Classification fonctionnelle	10
II.3.5 Classification selon la compacité	10
II.4 Composants d'un échangeur tubulaire	11
II.5 Encrassement et opérations de maintenance	12
II.6 Méthodes de calcul thermique (ΔT_{LM})	13
II.7 Présentation des aéro-réfrigérants	14
II.8 Conclusion	17

Chapitre III : Partie calculatoire "Étude de dimensionnement"

III.1 Introduction	18
III.2 Calcul thermique de l'échangeur de chaleur (tube et calandre)	18
III.2.2 Calculs thermiques des échangeurs tubulaires)	19
III.2.2 A. Grandeurs caractéristiques	19
III.2.2 B. Méthodes de calcul simplifié	20
III.2.2C. Etapes de calcul	20
III.3 Vérification par rapport à la fiche technique	21
III.3.1 Caractéristiques de l'échangeur	21
III.3.2 Données de calcul	22
III.3.3 - Propriétés physiques des fluides de service	22
III.3.4 - Caractéristiques des fluides	22
III.4 Partie relative aux calculs	25
III.5 Discussion des résultats	37
III.6 Etude comparative entre les résultats calculés et les résultats de la fiche technique	37
III.6.1 - Comparaison pour le côté tube	37
III.6.2 - Comparaison pour le côté calandre	39
CONCLUSION	40
III.7.1. Méthode de calcul	40
III.7.1.1. Méthode DTLM	40
Conclusion Générale	
Références bibliographiques	
-ANNEXE I	
-ANNEXE II	
-ANNEXE III	
-ANNEXE IV	
-ANNEXE	V

Liste des abréviations

TEG	Triéthylène Glycol	
DEG	Diéthylène Glycol	
ΔTLM	Différence de Température Logarithmique Moyenne	(°C)
NTU	Nombre d'unités de transfert (Number of Transfer Units)	
ε	Efficacité de l'échange thermique (Effectiveness)	
Re	Nombre de Reynolds	
Pr	Nombre de Prandtl	
Nu	Nombre de Nusselt	
U	Coefficient global d'échange thermique	W/K.m ²
S	Surface d'échange	(m ²)
Q	Chaleur échangée	
Cp	Capacité calorifique massique	J/kg.k
ρ	Masse volumique	kg/m ³
μ	Viscosité dynamique	kg/m.s

Pv : Puissance de ventilation

Gc / Gf : Vitesse massique côté tube / côté calandre

Di / Do : Diamètre intérieur / extérieur du tube

ASPM : Surface extérieure du tube à ailettes

Liste des tableaux

Tableau III. 1 : Composition de la charge gaz brut côté tube

Tableau III. 2 : Conditions opératoires côté tube

Tableau III. 3 : Composition de la charge gaz de vente côté calandre

Tableau III. 4 : Conditions opératoires côté calandre

Tableau III. 5 : Résumé des résultats de calcul comparés à ceux de la fiche technique

Tableau III. 6 : Propriétés du tube à ailettes de diamètre extérieur égal à 25,4 mm

Tableau III. 7 : Résultats du dimensionnement de l'aéro-réfrigérant

Liste des figures

Chapitre I

Figure I. 1 : Schéma d'une unité typique de déshydratation du gaz naturel au TEG

Figure I. 2 : Schéma d'une usine de déshydratation de type TEG NG

Figure I. 3 : Schéma du circuit de circulation du TEG

Figure I. 4 : Schéma de la variation de température dans un échangeur en présence d'encrassement

Chapitre II

Figure II. 1 : Classification des échangeurs de chaleur

Figure II. 2 : Échangeur à calandre et tubes

Figure II. 3 : Efficacité NTU de l'échangeur de chaleur par rapport au nombre NTU

Figure II. 4 : Échangeur refroidi par air à tirage forcé

Figure II. 5 : Échangeur refroidi par air à tirage induit

Figure II. 6 : Échangeur de chaleur refroidi par air

Chapitre III

Figure III. 1 : Schéma de calcul par la méthode de la différence moyenne logarithmique

Figure III. 2 : Schéma de l'installation existante

INTRODUCTON

Introduction générale

Le secteur de l'énergie constitue l'un des piliers stratégiques de toute économie moderne. En Algérie, il joue un rôle central dans le développement économique et social du pays, reposant en grande partie sur l'exploitation des hydrocarbures, qui représentent la

quasi-totalité des ressources énergétiques nationales. La croissance soutenue de ces dernières années a accentué la complexité des systèmes de production, tant dans leur conception que dans leur mise en œuvre et leur exploitation.

Dans ce contexte industriel en perpétuelle évolution, la maîtrise des échanges thermiques représente un enjeu crucial. Elle conditionne non seulement l'efficacité énergétique des installations, mais également la sécurité des procédés et la pérennité des équipements. Les échangeurs de chaleur occupent ainsi une place essentielle dans de nombreux secteurs, notamment dans l'industrie pétrolière et gazière, où un contrôle précis des températures est indispensable au bon déroulement des opérations.

En Algérie, et plus particulièrement dans les régions arides telles que Laghouat, la rareté de l'eau représente un défi majeur pour le refroidissement des unités industrielles. Dans ce contexte, les aéro-réfrigérants utilisant l'air ambiant comme fluide de refroidissement, apparaissent comme une alternative viable, à la fois écologique et économiquement avantageuse, aux échangeurs de chaleur classiques utilisant de l'eau.

C'est dans cette perspective que s'inscrit le présent travail, dont l'objectif principal est l'analyse et le dimensionnement d'un aéro-réfrigérant destiné à remplacer un échangeur de type "tube et calandre" existant dans une unité de traitement de gaz. Ce projet s'appuie à la fois sur une étude théorique des principes de transfert thermique, l'application de méthodes de calcul reconnues (ΔTLM , NTU/ϵ et méthode de Kern), et une validation par confrontation avec des données réelles issues du terrain.

Le mémoire est structuré en trois chapitres :

- Le premier chapitre présente l'unité industrielle concernée ainsi que le rôle des équipements dans le procédé global.

Introduction

- Le deuxième chapitre est consacré aux généralités sur les échangeurs de chaleur, avec un focus particulier sur les aéro-réfrigérants.
- Le troisième chapitre détaille l'étude thermique, le dimensionnement du nouvel échangeur, ainsi que la validation des résultats obtenus par comparaison avec les données de fonctionnement existantes.

À travers cette étude, nous espérons contribuer à une meilleure adaptation des procédés industriels aux contraintes climatiques locales, en proposant des solutions techniques à la fois durables, performantes et adaptées aux réalités du terrain.

Chapitre I :
Représentation de l'unité de traitement au
TEG

I.1 - Introduction

Une unité de déshydratation de gaz au triéthylène glycol (TEG) est un système conçu pour éliminer la vapeur d'eau présente dans le gaz naturel nouvellement extrait. Ce procédé utilise le triéthylène glycol liquide comme agent de déshydratation, capable d'absorber l'eau contenue dans le flux gazeux en circulation.

L'un des avantages majeurs de cette technologie réside dans la possibilité de recycler le glycol plusieurs fois avant de devoir le remplacer. Cela rend le procédé à la fois efficace et économique, notamment dans les installations de production de gaz situées dans des zones éloignées, où une déshydratation continue est essentielle pour éviter la formation d'hydrates et la corrosion dans les pipelines.

NiGen (s.d.), une unité de déshydratation au TEG est un système.

I.2 - Principe de la déshydratation du gaz naturel

La solution la plus utilisée est l'absorption physique par le TEG (triéthylène glycol). Le gaz naturel humide entre dans la colonne par la base. Il circule à contre-courant du glycol qui absorbe la vapeur d'eau. Le glycol chargé est ensuite régénéré par chauffage dans une colonne de stripping.

NiGen (s.d.), une unité de déshydratation au TEG est un système.

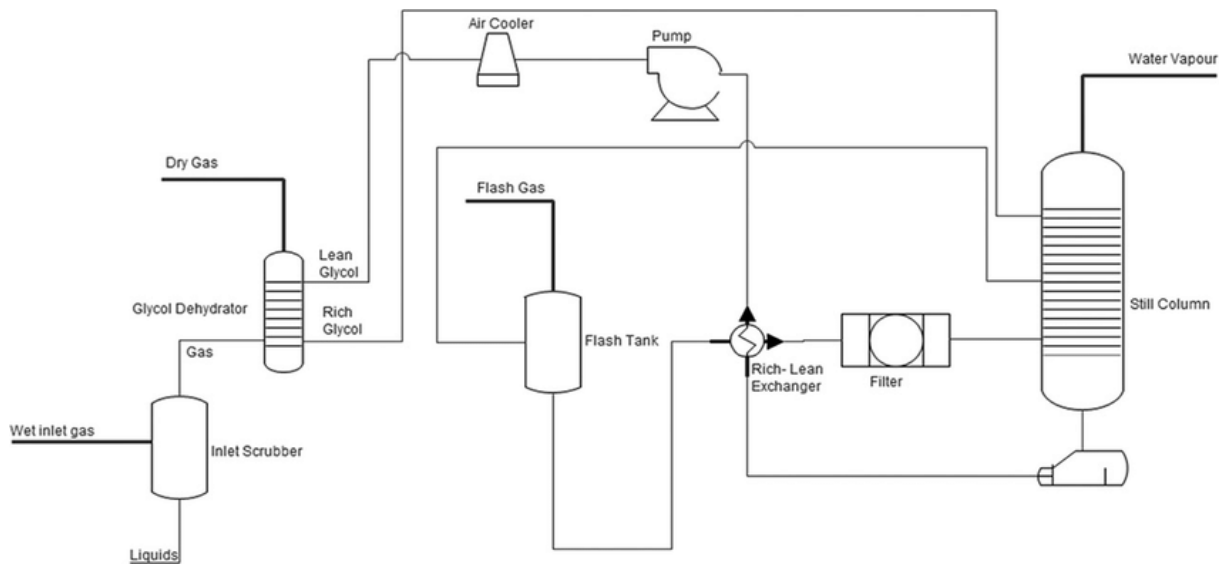


Figure I .1 : Schéma d'une unité typique de déshydratation du gaz naturel au TEG.

I.3 - Description de l'unité de traitement au TEG

Le gaz naturel humide est acheminé dans une colonne d'absorption en partie inférieure. Cette colonne fonctionne en flux contre-courant avec une solution de triéthylène glycol (TEG) sèche, injectée par le haut. Le TEG absorbe la vapeur d'eau contenue dans le gaz. Le TEG enrichi en eau est ensuite régénéré dans une colonne de stripping. Le gaz déshydraté quitte la colonne d'absorption par le haut.

Fives ProSim (2019), le gaz naturel humide est acheminé.

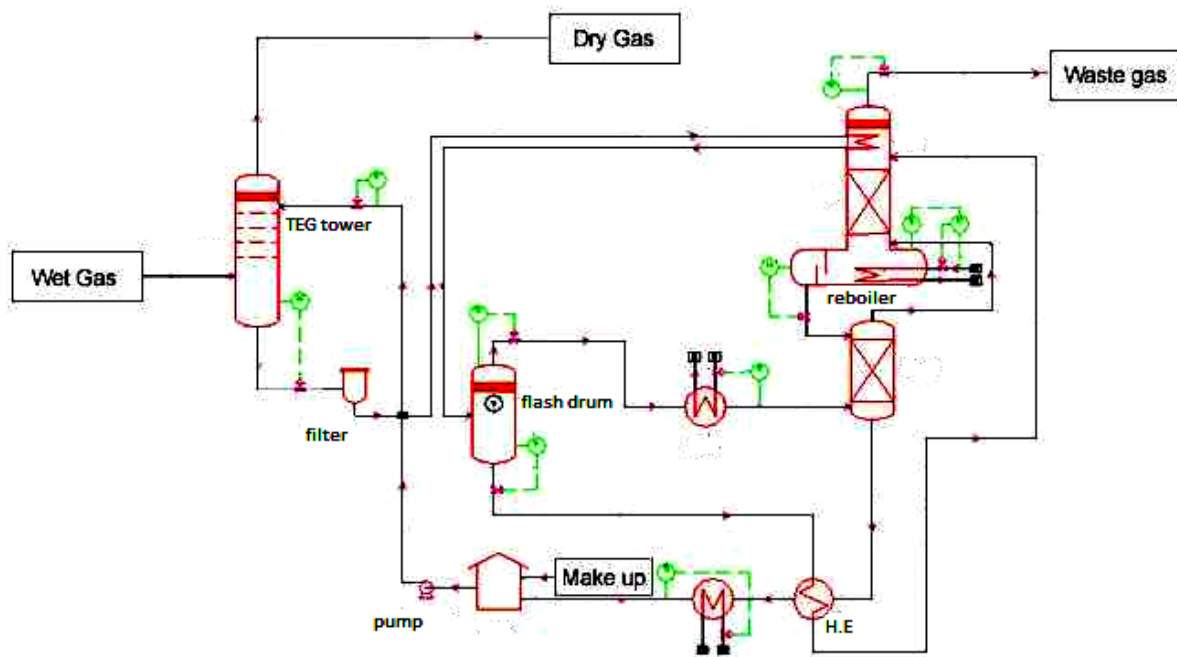


Figure I .2 : Schéma d'une usine de déshydratation de type TEG NG.

I.4 - Fonctionnement du circuit de glycol

La déshydratation au glycol est un procédé permettant d'éliminer l'eau contenue dans le gaz naturel à l'aide d'un glycol. Il s'agit de la méthode la plus économique et la plus couramment utilisée pour ce type de traitement. Plusieurs types de glycols sont employés dans l'industrie, mais le plus répandu reste le tri-éthylène glycol (TEG).

Pour le processus, pure tri-éthylène glycol est alimenté vers le haut de l'absorbeur où il est en contact avec le flux de gaz naturel humide. Le glycol élimine l'eau du gaz naturel par absorption physique et effectué par le bas de la colonne. Le gaz naturel sec quitte le haut de la colonne d'absorption et alimenté à un système de canalisation ou à une usine de gaz.

Après avoir quitté l'absorbeur, le glycol riche est dirigé vers un récipient de détente (ou flash drum) où les vapeurs d'hydrocarbures sont éliminées et les hydrocarbures liquides sont séparés du glycol par écrémage. Cette étape est essentielle, car l'absorbeur fonctionne généralement à haute pression, et une réduction de pression est nécessaire avant la régénération du glycol. En raison de la composition du glycol riche, une phase

vapeur se forme lors de cette détente, contenant une concentration élevée en hydrocarbures.

le mémoire de fin d'études à Rhourde El-Baguel (s.d.), le triéthylène glycol est le glycol le plus utilisé...

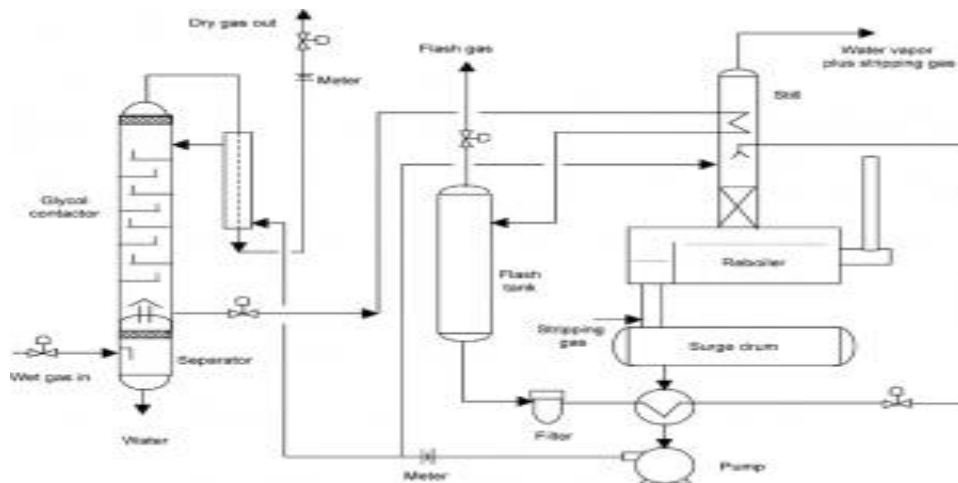


Figure I.3 : Schéma du circuit de circulation du TEG dans une unité de déshydratation.

I.5 - Problèmes d'encrassement et opérations de maintenance

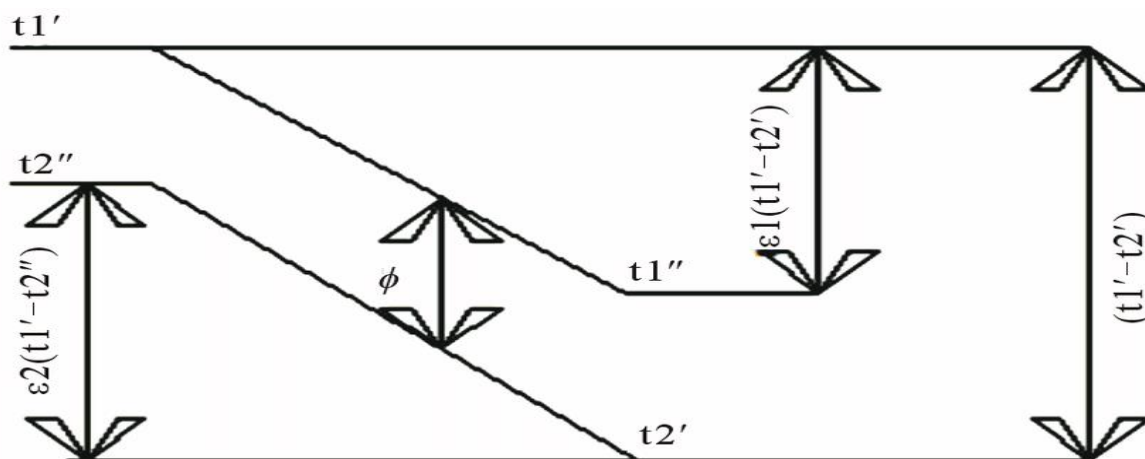


Figure I.4 : Schéma de la variation de température dans un échangeur en présence d'encrassement.

I.6 - Mise en service de l'échangeur de chaleur

Avant la mise en service, toutes les canalisations doivent être inspectées et nettoyées. Il est recommandé d'utiliser des crépines pour empêcher les débris de pénétrer dans l'échangeur de chaleur.

L'échangeur de chaleur ne doit jamais être démarré ou utilisé avec une vanne fermée sur la tuyauterie de sortie. Toute opération de ce type peut provoquer des fuites et des dommages irréversibles.

Au démarrage, si la vapeur ou une autre vapeur condensable est utilisée comme moyen de chauffage, elle doit être mise en marche après l'introduction du liquide du côté du produit.

Lors du démarrage initial, l'échangeur de chaleur peut présenter des fuites mineures. Si ces fuites ne cessent pas lorsque l'équipement a atteint les températures de fonctionnement normales, des mesures correctives doivent être prises.

Le système, dans lequel l'échangeur de chaleur est intégré, doit fournir les composants fonctionnels nécessaires pour permettre le démarrage et l'arrêt progressifs spécifiés. Cela peut être réalisé avec des pompes à vitesse variable et/ou la séquence correcte de fonctionnement des vannes.

SPX FLOW (s.d.), il est impératif d'inspecter toutes les canalisations avant la mise en service de l'échangeur...

I.7 - Conclusion

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur constitue un élément clé dans la gestion et l'optimisation de l'énergie. Dans le cadre de ce travail, nous nous intéressons au dimensionnement numérique d'un échangeur de chaleur à plaques fonctionnant en contre-courant. Une méthode de calcul de la surface d'échange thermique sera développée, permettant ainsi de comparer les résultats obtenus aux surfaces recommandées par les fabricants. Cette comparaison vise à évaluer la fiabilité de notre modèle par rapport aux données fournies par les constructeurs.

Ouatmani et Oukhaled (2023), les résultats numériques permettent de vérifier la fiabilité du modèle...

Chapitre II :

Généralités sur les échangeurs de chaleur
et les aéro-réfrigérants

II.1 - Introduction

L'échangeur de chaleur, instrument clé du thermicien ou de l'énergéticien, permet de réguler la température d'un système ou d'un produit en transférant de la chaleur entre deux milieux. Ce principe est mis en œuvre dans de nombreuses applications courantes : chauffage, climatisation, réfrigération, refroidissement électronique, génie des procédés, stockage d'énergie ou production d'énergie mécanique (ou électrique) à partir de chaleur. Dans un échangeur classique, un fluide chaud cède une partie de son enthalpie à un fluide plus froid.

L'aéroréfrigérant constitue un cas particulier d'échangeur de chaleur. Il s'agit d'un dispositif permettant de transférer l'énergie thermique d'un fluide interne vers l'air ambiant. L'aéroréfrigérant est constitué d'une surface d'échange et d'un système de ventilation. Selon la nature du fluide et le mode de transfert thermique, on emploiera des termes plus spécifiques : aérocondenseur, tour de refroidissement ou air-cooler.

L'échangeur de chaleur permet de transférer la chaleur entre deux fluides (Bontemps, 2021).

II.2 - Définitions générales

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Dans la majorité des cas, les deux fluides ne sont pas en contact direct, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange. À l'intérieur de la paroi séparatrice, la transmission de la chaleur se fait par conduction, tandis que, sur chacune des deux surfaces en contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui dominent.

Bontemps (2021), un échangeur de chaleur permet un transfert thermique sans mélange entre fluides...

II.3 - Classification des échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon plusieurs critères, chacun mettant en évidence des aspects spécifiques de leur conception et de leur fonctionnement.

1. Classification technologique

Cette classification repose sur la configuration physique et la technologie de l'échangeur, où on distingue :

- Échangeurs à tubes : monotubes, coaxiaux, multitubulaires.
- Échangeurs à plaques : à surface primaire ou secondaire.
- Autres types : à contact direct, à caloducs, à lit fluidisé.

2. Classification selon le mode de transfert de chaleur

Les échangeurs peuvent être classés selon les modes prédominants de transfert thermique, tels que :

- Conduction : à travers une paroi solide.
- Convection : entre une surface et un fluide en mouvement.
- Rayonnement : par ondes électromagnétiques.

3. Classification selon le procédé de transfert

- Récupérateurs : transfert sans stockage thermique, écoulement continu.
- Régénérateurs : transfert avec stockage temporaire, écoulement intermittent.

4. Classification fonctionnelle

Selon les changements de phase des fluides :

- Écoulement monophasique : pas de changement de phase.
- Écoulement diphasique : un fluide subit un changement de phase (ex. : évaporation, condensation).

5. Classification selon la compacité

La compacité est le rapport entre la surface d'échange thermique et le volume de l'échangeur. Un échangeur compact a un rapport élevé, utile dans les applications avec espace réduit.

Techniques de l'Ingénieur (Réf. B2341), les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon la technologie, le mode de transfert, ou encore la compacité...

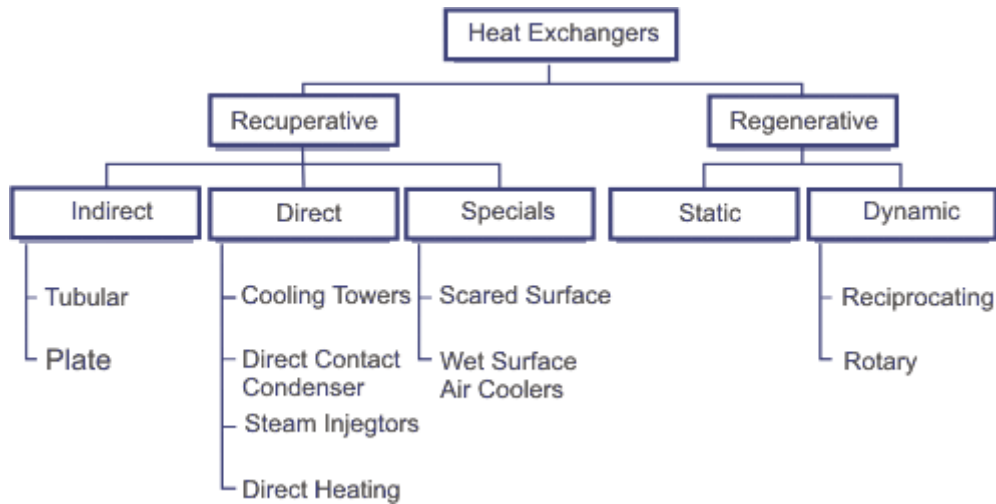


Figure II. 1 : Classifications des échangeurs de chaleur.

II.4 - Composants d'un échangeur tubulaire

Un échangeur de chaleur tubulaire est constitué de plusieurs composants essentiels qui assurent son fonctionnement efficace :

- La calandre (ou virole) : Il s'agit de l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire. Elle est conçue pour résister à la pression interne et est compatible avec le fluide utilisé.
- Le faisceau de tubes : Composé de plusieurs tubes fixés aux plaques tubulaires, il permet le passage du fluide à l'intérieur des tubes. Les matériaux utilisés pour les tubes varient en fonction des conditions de fonctionnement, incluant l'acier au carbone, le laiton amirauté, les aciers alliés, l'aluminium ou le cuivre.
- Les chicanes : Ces plaques transversales sont placées à l'intérieur de la calandre afin de diriger le flux du fluide, augmentant ainsi la turbulence et améliorant le transfert de chaleur. Elles servent également de support latéral aux tubes.
- Les boîtes de distribution et de retour : Situées aux extrémités de l'échangeur, elles assurent la circulation du fluide à travers le faisceau de tubes. Le cloisonnement de ces boîtes permet de forcer le fluide à traverser plusieurs sections du faisceau, augmentant ainsi son efficacité thermique.

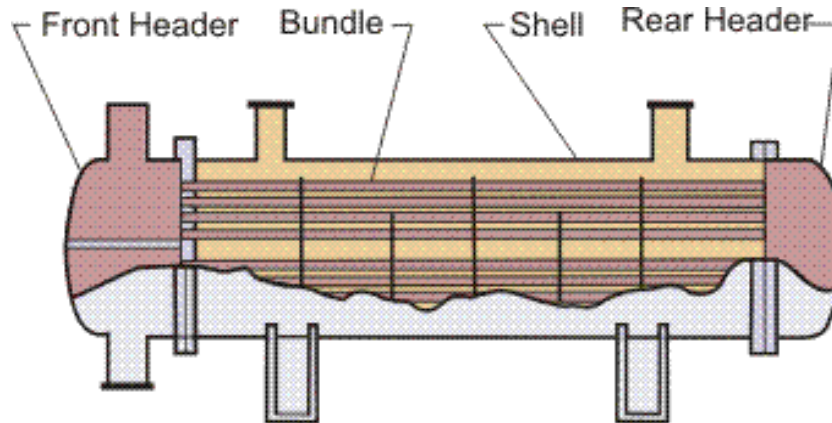


Figure II.2 : Échangeur à faisceau de tubes et calandre.

II.5 - Encrassement et opérations de maintenance

L'encrassement des échangeurs de chaleur est un phénomène courant qui se manifeste par la formation de dépôts sur les surfaces d'échange thermique. Ces dépôts provoquent une réduction du coefficient global d'échange thermique et entraînent une dégradation progressive des performances de l'installation.

Les principales conséquences de l'encrassement sont : une perte d'efficacité énergétique, une augmentation des pertes de charge, un surdimensionnement potentiel des équipements, et une augmentation de la consommation d'énergie.

Le suivi de l'encrassement peut être réalisé par des mesures de températures et de débits aux bornes de l'échangeur. La résistance d'encrassement est définie par :

$$R_h = (1/K)_a - (1/K)_e \quad (\text{II.1})$$

Avec : K_a est le coefficient d'échange pour un échangeur propre, et K_e est le coefficient d'échange pour un échangeur encrassé.

Pour prévenir les effets de l'encrassement, des opérations de maintenance régulières sont nécessaires, incluant le nettoyage chimique (circulation de solvants détergents) ou le nettoyage mécanique (détartreurs, racleurs). Le choix de la méthode de nettoyage dépend de la nature des dépôts et du matériau de l'échangeur.

Source : Techniques de l'Ingénieur, 2021.

II.6 - Méthodes de calcul thermique

Le dimensionnement thermique d'un échangeur de chaleur repose sur plusieurs méthodes de calcul, où on en cite les trois principales :

1. Méthode de la différence de température moyenne logarithmique (ΔT_{ml})

Cette méthode est utilisée lorsque les températures d'entrée et de sortie des fluides sont connues. Elle permet de calculer le flux thermique échangé selon la relation :

$$\Delta T_{ml} = (T_1 - T_2) / \ln(T_1 / T_2) \quad (\text{II.2})$$

$$Q = U \times S \times \Delta T_{ml} \times F \quad (\text{II.3})$$

Avec : U : Coefficient global d'échange thermique,

S : Surface d'échange,

F : Facteur correctif pour les configurations multi-passes.

2. Méthode NTU - ϵ (Effectiveness)

Cette méthode est appliquée lorsque la température de sortie de l'un des fluides est inconnue. Elle repose sur les formules suivantes :

$$C_r = C_{min} / C_{max} \quad (\text{II.4}) \quad NTU = U \times S / C_{min} \quad (\text{II.5}) \quad \epsilon = Q / Q_{max} \quad (\text{II.6})$$

Cette approche permet d'estimer l'efficacité de l'échange thermique dans différents régimes d'écoulement.

3. Méthode de Kern

Il s'agit d'une approche semi-empirique, très répandue pour les échangeurs à faisceau tubulaire. Elle repose sur des formules simples pour estimer le coefficient U, en prenant en compte :

- Les propriétés physiques des fluides,
- Leur vitesse d'écoulement,

- La disposition des chicanes dans la calandre.

Sources : Techniques de l'Ingénieur, 2021 ; Université de Bumerdes, 2014.

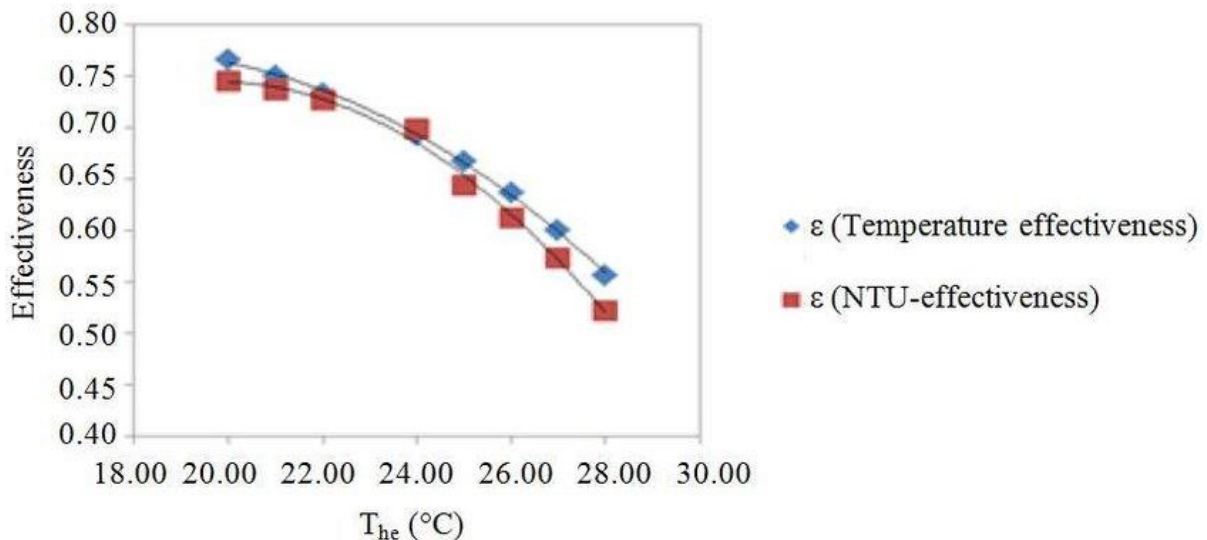


Figure II.3 : Efficacité NTU de l'échangeur de chaleur par rapport au nombre NTU.

II.7 - Présentation des aéro-réfrigérants

Définition : Les aéro-réfrigérants, également appelés échangeurs de chaleur à air, sont des dispositifs qui permettent de transférer la chaleur d'un fluide vers l'air ambiant, sans recourir à l'utilisation d'eau. Ce système est particulièrement adapté aux environnements arides, comme certaines régions d'Algérie. Un aéro-réfrigérant se compose de :

- Faisceau tubulaire à ailettes : le fluide chaud circule à l'intérieur des tubes, tandis que l'air ambiant passe à l'extérieur, facilitant l'échange thermique.
- Ventilateurs : assurent le passage de l'air extérieur à travers le faisceau tubulaire.
- Structure métallique : comprend le support, les collecteurs et les caissons.

Avantage :

- Absence de consommation d'eau : idéal pour les zones où l'eau est une ressource limitée.
- Réduction des risques de corrosion : l'absence d'eau minimise les problèmes liés à la corrosion.
- Coût d'exploitation réduit : moins de maintenance et de consommation de ressources.

- Respect de l'environnement : pas de rejet d'eau chaude dans les écosystèmes aquatiques.

Inconvénient :

- Performance réduite à haute température ambiante : l'efficacité diminue lorsque la température de l'air est élevée.
- Encombrement : nécessite une grande surface d'échange pour atteindre les performances souhaitées.
- Bruit des ventilateurs : les ventilateurs peuvent générer un niveau sonore significatif.

Domaines d'application :

- Stations de compression de gaz
- Unités de déshydratation
- Condenseurs dans les systèmes frigorifiques industriels.

Source : XPair, 2025 ; Wikipédia, consulté en juin 2025.

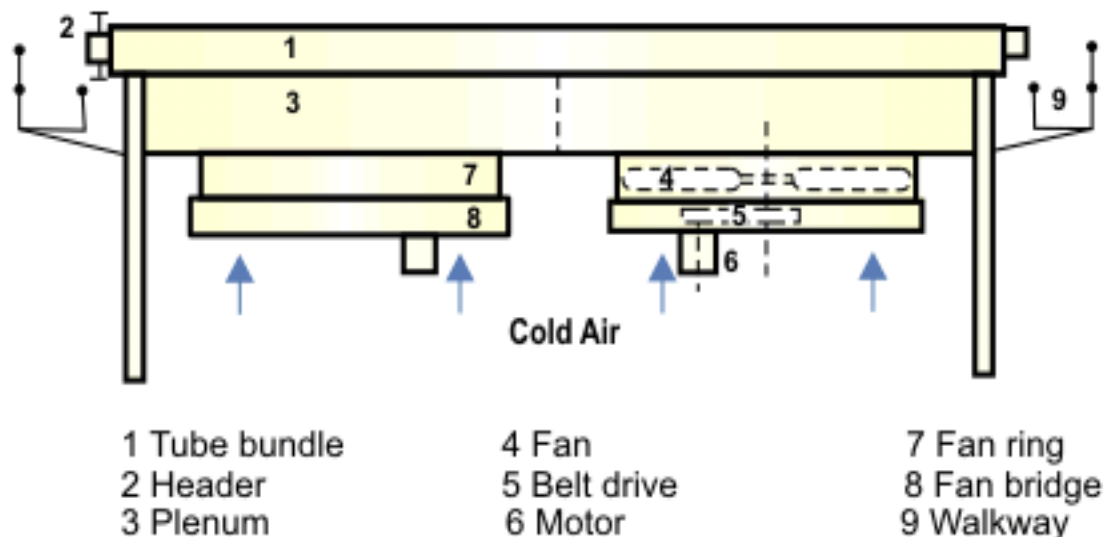


Figure II.4 : Échangeur de chaleur refroidi par air à tirage forcé typique.

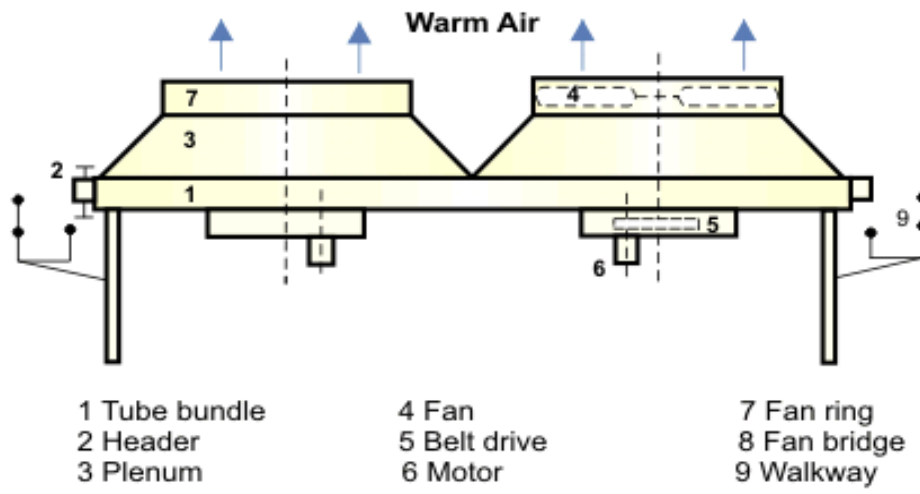


Figure II.5 : Échangeur de chaleur refroidi par air à tirage induit typique.



Figure II.6 : Échangeur de chaleur refroidi par air (aéro-réfrigérant).

II.8 - Conclusion

Les échangeurs de chaleur jouent un rôle essentiel dans les procédés industriels en assurant le transfert thermique entre différents fluides, contribuant ainsi à l'optimisation de l'efficacité énergétique. Parmi eux, les aéro-réfrigérants se distinguent par leur capacité à utiliser l'air ambiant comme fluide de refroidissement, ce qui les rend particulièrement adaptés aux environnements arides. Leur conception, reposant sur des faisceaux tubulaires à ailettes associés à des ventilateurs, permet une dissipation efficace de la chaleur sans recours à l'eau, réduisant ainsi les risques de corrosion et les coûts d'exploitation. Toutefois, leur performance peut être limitée par des températures ambiantes élevées et une surface d'échange importante est généralement requise. Malgré ces contraintes, les aéro-réfrigérants demeurent une solution de choix dans de nombreuses applications industrielles, notamment dans les stations de compression de gaz et les unités de déshydratation.

Source : Ammari, E. (2016).

Chapitre III :
Partie calculatoire "Étude de
dimensionnement"

III.1 - Introduction

La phase de dimensionnement consiste principalement à déterminer la surface d'échange nécessaire pour transférer la puissance thermique du fluide chaud vers le fluide froid. Cela requiert la connaissance des paramètres fonctionnels et géométriques, ainsi que des propriétés physiques des deux fluides. Cette détermination peut être effectuée à l'aide de la méthode ΔTLM ou de la méthode NTU, notamment lorsque les températures de sortie des fluides sont inconnues. Dans ce cas, la première méthode est la plus appropriée.

Bouchar, M. L. (2013). Dimensionnement de l'échangeur. Mémoire de Master, Université M'hamed Bougara, Boumerdès.

III.2 - Hypothèses de calcul

Les hypothèses d'étude, également appelées hypothèses de calcul, permettent de simplifier les équations thermiques utilisées pour le dimensionnement d'un échangeur thermique. Elles incluent généralement :

- Régime permanent : $\partial T / \partial t = 0$
- Propriétés physiques des fluides (ρ , μ , λ , C_p) supposées constantes
- Débits massiques constants
- Fluides monophasiques (absence de changement de phase)
- Transfert thermique par conduction à travers la paroi et par convection ; le rayonnement est négligé
- Échangeur considéré comme globalement adiabatique (aucune perte de chaleur vers l'extérieur)
- Section de passage constante
- Pression des fluides considérée comme peu variable dans l'échangeur

Boukecha, M., Temmar, A. (2018). Méthodes de dimensionnement d'un échangeur thermique. Mémoire de Master. Université Mohamed Khider – Biskra.

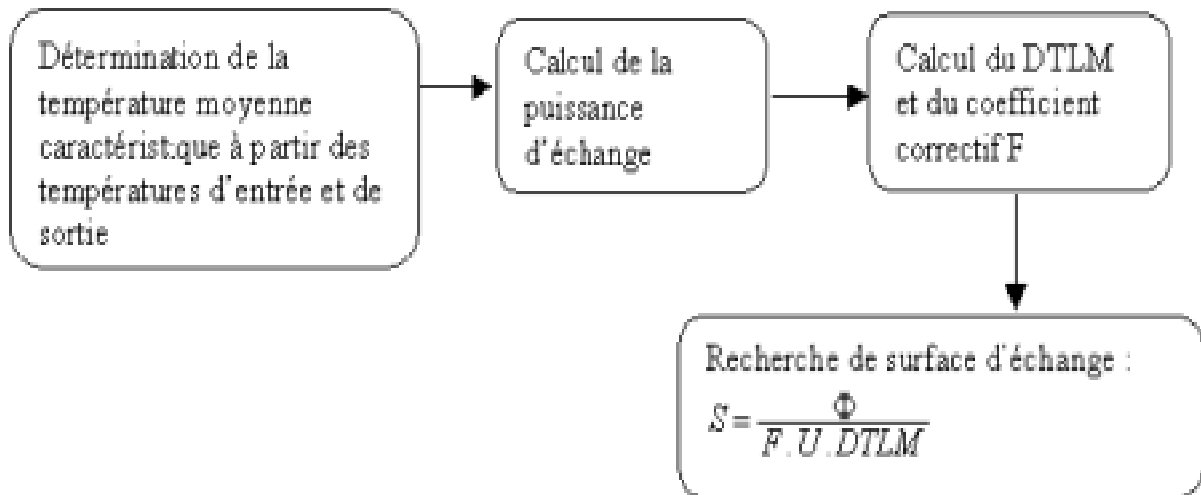


Figure III.1 : Schéma de calcul par la méthode de la différence de température logarithmique moyenne (ΔTLM).

Ainsi, cette méthode de calcul permet d'exprimer que la puissance thermique échangée est proportionnelle à la surface d'échange ainsi qu'à la différence de température moyenne logarithmique.

III.2.2 - Calculs thermiques des échangeurs tubulaires :

Nous allons à présent introduire les différentes grandeurs caractéristiques, ainsi que les étapes successives d'une méthode de calcul simplifiée pour le dimensionnement des échangeurs tubulaires.

A. Grandeurs caractéristiques :

En général, un échangeur de chaleur peut être caractérisé par les grandeurs suivantes :

- m_1 et m_2 : les débits massiques des deux fluides

- C_1 et C_2 : les chaleurs massiques (capacités calorifiques massiques) des deux fluides
- T_{1e} et T_{2e} : les températures d'entrée des deux fluides
- T_{1s} et T_{2s} : les températures de sortie des deux fluides
- φ : le flux de chaleur échangé
- U : le coefficient global d'échange thermique
- S : la surface d'échange thermique

B. Méthodes de calcul simplifié :

La méthode de calcul simplifiée présentée ci-après permet d'estimer un ordre de grandeur de la surface d'échange ainsi qu'une configuration d'écoulement, dans le cadre d'un cas de dimensionnement relativement général, où l'on connaît :

- Les débits des deux fluides en présence
- Les températures d'entrée et de sortie de l'un des fluides, ainsi que la température d'entrée du second fluide [4]

C. Etapes de calcul :

- Détermination de température du second fluide à partir des équations de bilan :

$$\Phi = \dot{m}_1 \times C_{p1} (T_{e1} - T_{s1}) = \dot{m}_2 \times C_{p2} (T_{s2} - T_{e2})$$

- Calcul de l'écart de température moyen logarithmique
- Calcul du nombre d'unité de transfert définissant le service thermique demandé ainsi que l'efficacité d'échange
- Connaissant la géométrie de l'échangeur, il est nécessaire de choisir une vitesse caractéristique de l'écoulement dans les tubes
- Calcul des coefficients de transfert de chaleur de chaque côtés des fluides considérés et cela en utilisant les corrélations appropriées
- Evaluation du coefficient d'échange global de transfert de chaleur, sans tenir compte de

l'encrassement (coefficient d'échange propre) pour un premier calcul, et en tenant compte de l'encrassement pour un deuxième calcul (coefficient d'échange encrassé).

- Calcul de la surface d'échange correspondante au coefficient d'échange calculé, et ceci suivant la méthode utilisée (méthode de la moyenne logarithmique)
- Comparaison entre la surface nécessaire pour réaliser le service demandé et la surface considérée au début
- Calcul des pertes de charge sur chaque circuit à partir des corrélations appropriées
- Comparaison avec les pertes de charges maximales admissibles

III.3 - Calcul de vérification de l'échangeur :

III.3.1 - Caractéristiques de l'échangeur :

A. Coté tube :

- Le fluide circulant est : le gaz brut
- Diamètre extérieur des tubes : $D_0 = 0,75" = 0,75 \times 25,4 = 19,05 \text{ mm}$
 - Diamètre intérieur des tubes : $D_i = 14,85 \text{ mm}$
- Type des tubes : BWG 14
- Matériau des tubes : SA-334 GR I
- Longueur des tubes : $l = 720" = 720 \times 25,4 = 18288 \text{ mm}$
- Pas triangulaire : $P = 28,575 \text{ mm}$
- Epaisseur : $e_t = 2,10 \text{ mm}$
- Conductivité de l'acier du tube : $\lambda_p = 46 \text{ w/m. } ^\circ\text{k}$

B. Coté calandre :

- Le fluide circulant est : le gaz sec
- Diamètre de la calandre : $DC = 52" = 1321 \text{ mm}$
- Nombre de chicanes : $NC = 38$

- Espacement entre les chicanes : $B = 450,9 \text{ mm}$
- $x = 40\%$
- Matériau de la calandre : SA-516 GR 70

III.3.2 - Données de calcul :

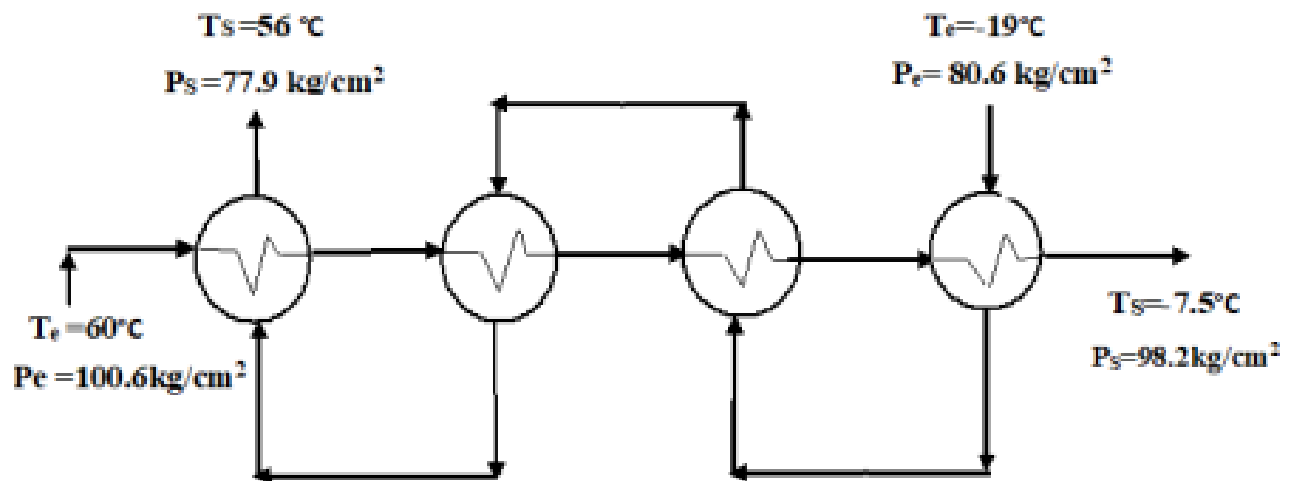


Figure III.2 : Schéma de l'installation existant.

III.3.3 - Propriétés physiques des fluides de service :

Les propriétés physiques des fluides utilisés sont présentées dans les annexes I et II.

III.3.4 - Caractéristiques des fluides :

A. côté tube :

Tableau III.1. Composition de la charge gaz brut côté tube

Constituants	Débit molaire (kg mol/h)	% molaire (X_i)
N_2	525,6	5,80
CO_2	18,4	0,20
CH_4	7306,1	80,67
C_2H_6	666,9	7,37
C_3H_8	247,1	2,73
i- C_4H_{10}	50,0	0,55

n-C ₄ H ₁₀	86,0	0,95
i-C ₅ H ₁₂	25,7	0,28
n-C ₅ H ₁₂	33,1	0,37
C ₆ H ₁₄	33,6	0,39
C ₇ H ₁₆	25,4	0,28
C ₈ H ₁₈	15,4	0,17
C ₉ H ₂₀	9,2	0,10
C ₁₀ H ₂₂	4,7	0,05
C ₁₁ H ₂₄	3,3	0,04
C ₁₂ H ₂₆	6,3	0,07
Total	9057,00	100

- La masse volumique moyenne (ρ_m) :

D'après (Annexe-I-tableau : 2) : $\rho_m = 80,8331 \text{ kg/m}^3$

Conditions opératoires :

Tableau III.2. Conditions opératoires du fluide

	Entrée	Sortie
Température (°C)	T1 = 60	T2 = - 7,5
Pression (kg/cm ²)	100,6	98,2
Débit massique (kg/h)	307460	307460

B. Coté calandre :**Tableau III.3.** Composition de la charge gaz de vente coté calandre

Constituants	Débit molaire (kg mol/h)	Xi' (% molaire)
N ₂	519,60	6,13
CO ₂	17,20	0,20
CH ₄	7075,40	83,46
C ₂ H ₆	586,90	6,92
C ₃ H ₈	181,60	2,14
i-C ₄ H ₁₀	28,60	0,34
n-C ₄ H ₁₀	42,60	0,51
i-C ₅ H ₁₂	8,70	0,10
n-C ₅ H ₁₂	9,50	0,11
C ₆ H ₁₄	4,90	0,06
C ₇ H ₁₆	1,80	0,02
C ₈ H ₁₈	0,50	0,01
C ₉ H ₂₀	0,10	0,00
C ₁₀ H ₂₂	0,00	0,00
C ₁₁ H ₂₄	0,00	0,00
C ₁₂ H ₂₆	0,00	0,00
Total	8477,90	100

- La masse volumique moyenne (ρ_m) :

D'après (l'annexe I-tableau : 4) $\rho_m = 60,7494 \text{ kg/m}^3$

Tableau III.4. Condition opératoire du fluide

	Entrée	Sortie
Température (°C)	$t_1 = -19$	$t_2 = 56$
Pression (kg/cm ²)	80,6	77,9
Débit massique (kg/h)	310889	310889

III.4 - Partie relative aux calculs :**A. Calcul de la quantité de chaleur échangée :****- Fluide chaud : gaz brut (coté tube)**

$$\phi_1 = mc \times C_{pc} \times \Delta T = mc \times C_{pc} \times (T_{ec} - T_{sc})$$

$$\phi_1 = 307460 \times 0,83 \times (60 - (-7,5)) = 17225446,5 \text{ kcal/h}$$

B. Calcul de DTLM :

$$DTLM = ((T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})) / (\ln(T_{ce} - T_{fs}) / (T_{cs} - T_{fe}))$$

$$DTLM = (11,5 - 4) / \ln(11,5 / 4)$$

$$= 7,1^\circ\text{C}$$

$$DTM = DTLM \cdot F$$

F : facteur de correction.

Dans le cas :

Nombre de passe coté tube = 1 → F= 1

Nombre de passe coté calandre = 1

⇒ DTM = DTLM

= 7,1 °C

C. Calcul de surface d'échange globale S :

$$S = \frac{\phi}{(U \times DTM)}$$

C.1. Calcul de coefficient de transfert global U :

$$U = \frac{1}{[(1/hc) + (1/hf) + (et/\lambda p)]}$$

C.2. Calcul de hf et hc :

□ **Calcul de hc :**

- Vitesse d'écoulement dans les tubes :

$$V_c = \frac{\dot{m}c}{(\rho c * Nt * At)}$$

Tel que :

$$At = \frac{(\pi * (Di)^2)}{4}$$

$$At = 1,7311 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\dot{m}c = 307460 \text{ kg/h}$$

$$\rho c = 80,8331 \text{ kg/ m}^3$$

$$Nt = 1600 \text{ tubes}$$

$$V_c = 307460 / (80,8331 \times 1600 \times 1,73 \times 10^{-4})$$

$$V_c = 13733,26 \text{ m/h} = 3,8107 \text{ m/s}$$

- **Nombre de Reynolds :**

$$Re = \frac{(\rho_c \times V_c \times D_i)}{(\mu_c)}$$

$$Re = (80,8331 \times 3,8147 \times 0,01485) / (0,0138 \times 10^{-3})$$

$$Re = 3,3181 \times 10^5 > 2100 \Rightarrow \text{Régime turbulent}$$

- **Nombre de Prandtl :**

$$Pr = \frac{(C_p c \times \mu_c)}{\lambda_c}$$

- **On a** $(\lambda_c/\lambda_1) = 1,5$ et $\lambda_1 = 0,022 \text{ kcal/m. h. }^\circ\text{C}$

Alors

$$\lambda_c = 0,033 \text{ kcal/m. h. }^\circ\text{C}$$

$$Pr = \frac{(0,83 \times 0,0138 \times 10^{-3} \times 3600)}{0,033} = 1,2495$$

- **Nombre de Nusselt :**

$$Nu = 0,36 \times (Re)^{0,55} \times (Pr)^{1/3}$$

$$= 421,7356$$

$$hc = (\lambda_c \times Nu) / D_i$$

$$= (0,033 \times 369,7394 \times 4180) / (3600 \times 0,01485)$$

$$= 1088,182 \text{ w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

□ **Calcul de hf :**

- Vitesse d'écoulement dans la calandre :

$$V_f = p \times \dot{m}_f / A_f \times D_c \times \rho_f$$

Avec :

$$A_f = (P - D_0) \cdot (B - ec)$$

$$= (28,575 - 19,05) (450,9 - 13,11) \times 10^{-6}$$

$$= 4,1699 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_f = \frac{310889 \times 28,575 \times 10^{-3}}{(60,7494 \times 1321 \times 4,1699 \times 10^{-6})}$$

$$V_f = 7,3742 \text{ m/s}$$

- **Nombre de Reynolds :**

$$Re = \frac{(\rho_f \times V_f \times D_0)}{(\mu_f)}$$

$$= \frac{(60,7494 \times 7,3742 \times 19,05 \times 10^{-3})}{(0,01234 \times 10^{-3})}$$

$$= 6,9157 \times 10^5$$

$$Pr = (C_{pf} \cdot \mu_f) / \lambda_f$$

- **On a** $\lambda_f / \lambda_1 = 1,3$ et $\lambda_1 = 0,0127 \text{ kcal/m. h.}^\circ\text{C}$

$$\lambda_f = 0,01651 \text{ kcal/ m .h .}^\circ\text{C}$$

$$Pr = (3600 \times 0,74 \times 0,01234 \times 10^{-3}) / 0,01651$$

$$= 1,9911$$

$$Nu = 0,36 \times (Re)^{0,55} \times (Pr)^{1/3}$$

$$= 0,36 \times (6,9157 \times 10^5) \times 0,55 \times (1,9911)^{1/3}$$

$$= 737,7566$$

$$hf = Nu \times \lambda f / D0$$

$$hf = \frac{(0,01651 \times 737,7566 \times 4180)}{(19,05 \times 3600 \times 10^{-3})}$$

$$= 742,4018 \text{ w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Alors, $U = 432,6016 \text{ W/m}^2 \cdot \text{k}$

Ainsi ;

$$S = \phi / (U \times \text{DTM})$$

$$= (17200000 \times 4180) / (432,6016 \times 7,1 \times 3600)$$

$$= 6502,13164 \text{ m}^2$$

D. Nombre des tubes par unité :

$$Nt = \frac{S}{s}$$

Avec : S : la section de passage dans les tubes

$$s = \pi \times d_0 \times L = 1,094 \text{ m}^2$$

$$Nt = 6502,13164 / 1,094 = 5943,447 = 5943 \text{ tube/unité}$$

E. Nombre des tubes par corps :

Nombre des tubes :

$$2Nt' = Nt / 4 = 5934 / 4 = 1433,3673 \text{ tubes / corps}$$

E.1. coté tube :

□ **La vitesse massique G_C :**

$$G_C = \dot{m}_C / (A_t \cdot N_t')$$

Avec :

\dot{m}_C = debit de gaz coté tube en (kg/s).

S : section de tube

$$S = (\pi \times D_i^2) / 4$$

$$S = 0,00017311 \text{ m}^2$$

$$G_C = 307460 / (1477 \times 0,00017311 \times 3600)$$

$$G_C = 334,0284 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

- Nombre de Reynolds Re :

$$Re = (D_i \times G_C) / (\mu_c)$$

Avec :

μ_c : la viscosité dynamique en : kg /m.s

$$Re = 3.5944 \times 10^5 \quad Re > 2100 \text{ (le régime est turbulent)}$$

E.1.1. La perte de charge cotée tube (ΔP_t) :

$$\Delta P_t = (1 \times f \times G_C^2) / (\phi_T \times \rho_f \times D_i)$$

Avec :

$$\phi_t = (u/ut)^{0,14} = 1$$

f : Coefficient de friction en fonction de nombre de Reynolds est donné par les expressions suivantes :

- régime laminaire : ($Re < 2100$) ; $f = 32/Re$

- régime turbulent : ($Re > 2100$)

1- tubes lisses : $f = 0.0028 + 0.25 \times \text{Re}^{-0.32}$

2- tubes rugueux : $f = 0.0070 + 0.528 \times \text{Re}^{-0.42}$ Dans notre

cas :

$$f = 0,0028 + 0,25 \times \text{Re}^{-0,32}$$

$$f = 0,0028 + 0,25 \cdot 3,5944 \times \text{Re}^{-0,32} = 0,00697$$

$$\rho_c : \text{Masse volumique de gaz brut} = 80.83 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta P_t = (0,00697) \times (334,0284)^2 \times 18,288 / (0,01485 \times 80,83 \times 1)$$

$$\Delta P_t = 11848,492 \text{ pas}$$

E.1.2. Perte de charge dans la boîte de distribution :

$$\Delta P_B = 2 \times n_{pt} \times G_c^2 / \rho_c$$

$$\Delta P_B = (2 \times 1 \times (334,0284)^2) / 80,83$$

$$= 2760,7317 \text{ Pas}$$

Avec :

n_{pt} : Nombre de passe coté tube qu'est égale à 1.

E.1.3. Perte de charge totale :

$$\Delta P_{\text{total tube}} = \Delta P_{\text{tube}} + \Delta P_B$$

$$\Delta P_{\text{total tube}} = 11848,6492 + 2760,7317$$

$$= 14609,37 \text{ Pas}$$

$$= 0,146 \text{ Kg/cm}^2$$

E.2. Coté calandre (Fluide froid : gaz de vente) :

$$\varphi_2 = m_f \times C_{pf} \times \Delta T = m_f \times C_{pf} \times (T_{sf} - T_{ef})$$

$$\varphi_2 = 310889 \times 0,74 \times (56 - (-19))$$

$$= 17733339,5 \text{ kcal/h.}$$

$$\phi_1 = \phi_2 = \phi = 17200000 \text{ kcal / h}$$

B. Calcul de DTLM :

$$\text{DTLM} = ((T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})) / (\ln(T_{ce} - T_{fs}) / (T_{cs} - T_{fe}))$$

$$\begin{aligned} \text{DTLM} &= (11,5 - 4) / \ln(11,5 / 4) \\ &= 7.1 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

C. Calcul de surface d'échange globale S :

$$S = \phi / (U \times \text{DTM})$$

C.1. Calcul de coefficient de transfert global U :

$$U = 1 / [(1/h_c) + (1/h_f) + (e_t / \lambda_p)]$$

C.2. Calcul de h_r et h_c :

□ Calcul de h_c :

- Vitesse d'écoulement dans les tubes :

$$V_f = \dot{m}_f \times P / (A \times D_c \times \rho_f)$$

Tel que :

$$A_f = (\pi - D_0) \times (B - e_c)$$

Sachant que e_c est petit $\approx 13.11 \text{ mm} \approx 0.01311 \text{ m}$

Donc:

$$A_f = (0,028575 - 0,01905) \times (0,4509 - 0,01311)$$

$$A_f = 0,009525 \times 0,43779$$

$$A_f = 4,1699 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$P = 0,028575 \text{ m}$$

$$D_0 = 0,01905$$

$$D_c = 1,321 \text{ m}$$

$$B = 0,4509 \text{ m}$$

$$\rho_f = 60,7494 \text{ kg/m}^3$$

$$v_f = (0,028575 \times 310889) / (60,7494 \times 1,321 \times 4,1699 \times 10^{-3} \times 3600)$$

$$v_f \approx 7,3742 \text{ m/s}$$

- **Nombre de Reynolds :**

$$Re = (\rho_f \times v_f \times D_i) / (\mu_f)$$

$$Re = (60,7494 \times 7,3742 \times 0,01905) / (0,01234 \times 10^{-3})$$

$$Re \approx 6,9157 \times 10^5 > 2100 \Rightarrow \text{Régime turbulent}$$

- **Nombre de Prandtl :**

$$Pr = (C_{p_f} \times \mu_f) / \lambda_f$$

On a $(\lambda_f/\lambda_1) = 1,3$ et $\lambda_1 = 0,0127 \text{ kcal/m. h.}^\circ\text{C}$

Alors : $\lambda_f = 0,01651 \text{ kcal/m. h.}^\circ\text{C}$

$$Pr = (0,74 \times 0,01234 \times 10^{-3} \times 3600) / 0,01651 = 1,9911$$

- **Nombre de Nusselt :**

$$Nu = 0,36 \times (Re)^{0,55} \times (Pr)^{1/3}$$

$$Nu = 0,36 \times (6,9157 \times 10^5)^{0,55} \times (1,9911)^{1/3}$$

$$= 737,7566$$

$$h_f = (\lambda_f \times Nu) / D_i$$

$$= (0,033 \times 369,7394 \times 4180) / (3600 \times 0,01485)$$

$$= (737,7566 \times 0,01651 \times 4180) / (0,01905 \times 3600)$$

$$= 742,4 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

- **Calcul U :**

$$1/U = 1/h_c + 1/h_f + e_t/\lambda_p$$

$$H_c = 1088,182 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$H_f = 742,4 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$e_t = 0,0021 \text{ m}$$

$$\lambda_p = 46 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$1/U = 1/1088,182 + 1/742,4 + 0,0021/46$$

$$\text{Donc : } U = 432,6 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Ainsi,

$$S = \phi / (U \times \text{DTM})$$

$$= (17200000 \times 4180) / (432,6 \times 7,1 \times 3600)$$

$$= 6485,6 \text{ m}^2$$

D. Nombre des tubes par unité :

- Nombre des tubes :

$$N_t = A_{\text{calandre}} / A_{\text{triangle}}$$

$$\begin{aligned} A_{\text{calandre}} &= \frac{\pi \times D_c^2}{4} \\ &= \frac{3,1416 \times (1,321)^2}{4} \\ &= \frac{3,1416 \times 1,745}{4} \\ &= \frac{5,481}{4} \\ &= 1,3702 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$A_{\text{triangle}} = \frac{\sqrt{3}}{4} \times P^2$$

$$\begin{aligned} A_{\text{triangle}} &= 41,732 \times (0,028575)^2 \\ &= 0,433 \times 0,000817 \\ &= 0,000354 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$N_t = A_{\text{calandre}} / A_{\text{triangle}}$$

$$N_t = 1,3702 / 0,000354$$

$$N_t \approx 3871 \text{ tubes}$$

E. Nombre des tubes par corps :

$$N_t' = N_t/4 = 3871/4 = 967,75 \text{ tubes/ corps}$$

E.2. Perte de charge cotée calandre :

E.2.1. Perte de charge longitudinale :

$$\Delta P_{CL} = (G_{CL}^2) / (\rho f \times \varphi c)$$

$$\varphi t = (\mu / \mu t)^{0.14} = 1$$

Avec :

$$G_{CL} = (4 \times mf) / (\pi(D_c - N_t' \times D_0^2) \times X)$$

$$G_{CL} = (4 \times 310889) / (\pi \times ((1,321)^2 - 1477 \times (0,01905)^2) \times 0,4 \times 3600)$$

$$= 227,4755 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$\Delta P_{CL} = (227,4755)^2 / (60,7494 \times 1)$$

$$\Delta P_{CL} = 851.7796 \text{ Pascal}$$

$$= 0,0008517 \text{ kg/cm}^2$$

E.2.2. Perte de charge transversale:

$$\Delta P_{CT} = (NPC \times f_{CT} \times G_{CT}^2) / (\rho \times \varphi c)$$

$$G_{CT} = \dot{m} f / a_{CT}$$

$$a_{CT} = D_c / p(P - D_0) \times B$$

$$a_{CT} = 1,321 / 0,028575 \times (0,028575 - 0,01905) \times 0,4509$$

$$a_{CT} = 0,19854 \text{ m}^2$$

$$G_{CT} = 310889 / (0,19854 \times 3600)$$

$$G_{CT} = 434,9655 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Avec :

$$Re = De \times G_{CT} / \mu_f$$

$$De = ((3,464 \times P^2) / (\pi \times D^0)) - D^0$$

$$De = 3,464 \times (0,028575)^2 / (\pi \times 0,01905) - 0,01905$$

$$De = 0,02823 \text{ m}$$

μ_f : La viscosité dynamique (kg/m.s)

$$Re = (0,02823 \times 434,9655) / (0,01234 \times 10^{-3})$$

$$Re = 9,9506 \times 10^5 \text{ Re} > 2100 \text{ (Régime turbulent)}$$

$$f_{CT} = 1,50 \times [D_0 ((P - D_0) \times R_{ct})]^{0.2}$$

$$f_{CT} = 1,1088$$

N_{PC} : représente nombre de passe coté calandre qui est égale à 1.

$$\Delta P_{CT} = 1 \times 0,1088 \times (434,9655)^2 / (60,7494 \times 1)$$

$$\Delta P_{CT} = 338,84 \text{ Pas}$$

E.2.3. La perte de charge totale cotée calandre :

$$\Delta P_{\Delta P_{\text{total calandre}}} = N_C \times \Delta P_{CL} + (N_{CL} + 1) \times \Delta P_{CL}$$

$$\Delta P_{\Delta P_{\text{total calandre}}} = 38 * 0,0008517 + 39 * 0,00033884$$

$$\Delta P_{\Delta P_{\text{total calandre}}} = 0,045576 \text{ kg/cm}^2$$

III.5 - Résumé des résultats :**Tableau III.5.** Résumé des résultats obtenus

Caractéristiques	Résultats de calcul	Résultats de fiche technique
Chaleur échangée [kcal/h]	17200000	17139310,57
Surface d'échange [m ²]	6502.13164	7001,6
$DTLM = DTM$	7,1	7,1
Nombre des tubes	1485	1600
ΔP_{tube} (kg/cm ²)	$0,14 \times 4 = 0,584$	2,4
$\Delta P_{\text{calandre}}$ (kg/cm ²)	$0,4557 \times 4 = 1,8228$	2,7

III.6 – Etude comparative entre les résultats calculés et les résultats de la fiche technique :**III.6.1 - Comparaison pour le côté tube****a. Chaleur échangée (kcal/h)**

Résultat de calcul : 17 200 000 kcal/h

Résultat selon la fiche technique : 17 139 310,57 kcal/h

Écart relatif : $\approx 0,35 \%$

La différence entre le résultat calculé et celui indiqué dans la fiche technique est très faible (0,35 %). Cela témoigne d'une excellente cohérence entre les hypothèses thermiques utilisées (débits, températures, capacités calorifiques) et les données réelles. Ce résultat valide l'approche adoptée pour le calcul thermique.

b. ΔT_{LM} côté tube

Résultat de calcul : 7,1 °C

Résultat selon la fiche technique : 7,1 °C

Écart relatif : 0 %

Les deux résultats sont rigoureusement identiques. Cela confirme la cohérence des températures utilisées et valide le modèle thermique appliqué. Aucune divergence n'a été constatée.

c. Surface d'échange (m²)

Résultat de calcul : 6502.13164 m²

Résultat selon la fiche technique : 7001,6 m²

Écart relatif : $\approx 7,13$ %

Cet écart de 7,13 % peut être dû à des différences dans la longueur réelle des tubes, leur arrangement, ou les conditions de conception industrielle. Cette variation reste modérée et acceptable dans une étude préliminaire, surtout lorsque les dimensions exactes de fabrication ne sont pas toutes connues. Cela montre néanmoins une bonne cohérence globale entre le modèle théorique et les données techniques réelles.

e. Nombre de tubes :

Résultat de calcul : 1485 tubes

Résultat selon la fiche technique : 1600 tubes

Écart relatif : $\approx 7,18$ %

La différence est modérée et peut résulter d'un ajustement pratique effectué par le fabricant, pour des raisons de redondance ou de maintenance. Notre estimation demeure proche de la réalité et techniquement acceptable.

f. ΔP Pertes de charge (kg/cm²)

Résultat de calcul : 0,584 kg/cm²

Résultat selon la fiche technique : 2,4 kg/cm²

Écart relatif : Élevé

Cet écart important est probablement lié à un nombre de passes côté tubes différent, à des vitesses d'écoulement plus élevées, ou à la prise en compte de pertes supplémentaires dans le système réel. Il est recommandé d'affiner les hypothèses hydrauliques afin de réduire cet écart.

III.6.2 - Comparaison pour le côté calandre

- Les équations thermiques telles que Q (chaleur échangée), S (surface d'échange), ΔTLM (différence de température logarithmique moyenne), ainsi que le nombre de tubes, ne varient pas selon le côté (tube ou calandre), car elles décrivent des caractéristiques communes à l'ensemble de l'échangeur.
- Ces paramètres sont donc calculés une seule fois pour représenter le fonctionnement global de l'équipement.
- En revanche, les pertes de charge (ΔP) dépendent fortement du côté considéré. Elles sont particulièrement complexes du côté calandre, en raison des écoulements transversaux entre les tubes, de la présence des chicanes, et des pertes singulières, ce qui justifie une vérification spécifique et détaillée uniquement pour ce côté.

ΔP Pertes de charge (kg/cm²)

Résultat de calcul : 1,8228 kg/cm²

Résultat selon la fiche technique : 2,7 kg/cm²

Écart relatif : $\approx 32,48 \%$

Un écart relativement élevé est constaté, mais il reste acceptable. Les pertes de charge côté calandre dépendent fortement des chicanes, de la géométrie du faisceau tubulaire et des effets de recirculation. La valeur calculée demeure représentative pour un fluide gazeux traversant la calandre.

Conclusion :

À partir des résultats de calcul de vérification obtenus, nous constatons qu'ils sont en concordance avec ceux de la fiche technique. Cela nous amène à conclure que la méthode de calcul suivie est validée et applicable au dimensionnement de notre échangeur de chaleur.

III.7.1. Méthode de calcul :

III.7.1.1. Méthode DTLM :

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

A) Calcul thermique :

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

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

Avec :

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

*** Calcul de Δ TLM :**

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

T₁ : Température d'entrée du fluide chaud

T₂ : Température de sortie du fluide chaud

t₁ : Température d'entrée du fluide froid

t₂ : Température de sortie du fluide froid

Pour l'écoulement contre-courant :

ΔT₁ = T₁ - t₂ ΔT₁ = T₁ - t₂ à l'extrémité chaude.

ΔT₂ = T₂ - t₁ ΔT₂ = T₂ - t₁ à l'extrémité froide.

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

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

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

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

*** Calcul de la surface faciale:**

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

ASPM : Surface extérieur des tubes fin en m²/m²

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

Tableau 6: Propriétés du tube ailette de diamètre extérieur égal à 25,4 mm

Fintube Data for 25.4 mm OD tubes

Fin height by Fins/meter	12.7 mm by 354		15.9 mm by 394	
APM, m ² /m	1.16		1.70	
AR, m ² /m ²	14.5		21.4	
Tube Pitch	51 mm Δ	57 mm Δ	57 mm Δ	64 mm Δ
APSM (3 rows), m ² /m ²	68.4	60.6	89.1	80.4
(4 rows)	91.2	80.8	118.8	107.2
(5 rows)	114.0	101.0	148.5	134.0
(6 rows)	136.8	121.2	178.2	160.8
<i>Note: APM is the area of fintube per meter of tube length, in m²/m. AR is the area ratio of fintube compared to the exterior area of 25.4 mm OD bare tube which has 0.0798 m²/m. APSM is the fintube area (m²) per m² of bundle face area.</i>				

ASPM=141,25 pour le pas $\Delta = 60,5\text{mm}$ donc :

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

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

*** Calcul de La largeur :**

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

La largeur normalisée est de $8' = 2,44\text{ m}$

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

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

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

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

APM : Surface par une longueur de nombre de pied de tube en m^2/m^2

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

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

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

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

$$G_t = \frac{M_t}{S_t} \cdot x \frac{N_p}{N_t} = \frac{11,9,5}{352,3 \cdot 200} \cdot 10^6 = 844,45 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

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

*** Calcul du nombre de Reynolds:**

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

$\approx 60^\circ\text{C}$, à 60°C , on a les propriétés suivantes :

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

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

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

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

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

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

$$h_i = N_u \lambda / d_i$$

et

$$N_u = 0,023 R_e^{0,8} Pr^{1/3}$$

Avec : N_u : nombre de Nusselt

Pr : nombre de Prandtl

Re : nombre de Reynolds

• Le nombre de Prandtl :

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

• Le nombre de Nusselt:

$$N_u = 0,023 \times R_e^{0,8} \times P_r^{1/3} = 0,023 \times (33337,69)^{0,8} \times (3,72)^{1/3} = 147,28$$

Donc le coefficient convection h_i :

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

*** Calcul du débit d'air :**

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

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

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

$$T_m = \frac{30 + 47,2}{2}$$

On recherche les propriétés du fluide froid à la température moyenne $\approx 39^\circ\text{C}$

Donc :

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

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

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

$$C_p = 0,24 \text{ kcal/kg. } ^\circ\text{C}$$

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

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

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

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

S_T : Surface totale externe du tube

S_i : Surface totale du tube intérieur

AR : Facteur exprimé à partir du tableau 6.

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

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

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

d_r : Diamètre équivalent = d_0

δ : Espacement entre deux ailettes

λ_a : Conductivité thermique côté air

μ_a : Viscosité dynamique côté air

Donc :

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

$$h_a = 33,69 \text{ kcal/hm}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

*** Calcul du coefficient global d'échange:**

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

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

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

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

*** Différence relative:**

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

Cette différence relative est un peu élevée, de ce fait, on va effectuer une deuxième itération en prenant $K_x = 23,842 \text{ W/m}^2\text{°C}$, et on suivra la même méthode de calcul décrite

juste au-dessus d'où les résultats suivants :

- $\Delta T_{\text{air}} = 14,67^\circ\text{C}$
- $t_2 = 14,67^\circ\text{C} + 30 = 44,67^\circ\text{C}$
- $\Delta TLM = 21,51^\circ\text{C}$
- $S_X = 2486,96 \text{ m}^2$
- $SF = 17,60 \text{ m}^2$
- $l = 2,6 \text{ m} = 8,54'$, la largeur normalisée est de $9' = 2,745 \text{ m}$
- $S_F = 6,8 \times 2,745 \text{ m} = 18,666 \text{ m}^2$
- $S_x = 18,666 \cdot 141,25 = 2636,57 \text{ m}^2$
- $N_t = 225$ tubes
- $S_t = 352,3 \text{ mm}^2$ (Annexe 3)
- $G_t = 750,3 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$
- $Re = 29620,91$
- $P_r = 3,72$
- $N_u = 134,04$
- $h_i = 3142,35 \text{ kcal/hm}^2\text{°C}$
- $M_a = 87,30 \text{ kg/s}$ ($3,14 \cdot 10^5 \text{ kg/h}$)
- $G_a = 4,67 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$

- $h_a=34,54\text{kcal/hm}^2\text{°C}$
- $K_x=20,97\text{kcal/hm}^2\text{°C}=24,32\text{w/m}^2\text{°C}$

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

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

B) Calcul des pertes de charge :

* Calcul des pertes de charges à l'intérieur des tubes:

On utilise simplement la loi de Darcy:

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

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

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

La section de passage droite:

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

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

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

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

* Calcul des pertes de charges à l'extérieur des tubes:

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

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

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

$$f_a = 18,93 \left(\frac{25,4 \cdot 10^{-3} \cdot 4,67}{19,1 \cdot 10^{-6}} \right)^{-0,316} \left(\frac{0,0605}{25,4 \cdot 10^{-3}} \right)^{-0,927} = 0,53$$

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

C) Calcul de la puissance des ventilateurs :

* Calcul de la surface minimum de ventilateur:

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

n_v : Nombre de ventilateurs

* Diamètre du ventilateur:

$$D_V = \sqrt{\frac{4 \times 3,7332}{3,14}} = 2,18 \text{ m}$$

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

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

* Calcul des pertes de charges totales dans le ventilateur:

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

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

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

On a un Tirage forcé:

$$\rho = \rho_{20} \frac{293}{273 + t_1} \times F_a$$

Avec F_a facteur correctif d'altitude=1 pour une altitude 0
m(Tableau6)

$$\rho = 1,2 \cdot \frac{293}{273 + 30} \times 1 = 1,16 \text{ Kg} / \text{m}^3$$

(à 30 °C)

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

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

Donc les Pertes de charges dynamiques: ΔP_d

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

Les pertes de charges totales:

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

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

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

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

Q_V : Débit d'air d'entrée

ΔP_T : Perte de charge totale.

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

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

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

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

La puissance installée doit tenir compte du fonctionnement en hiver.

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

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

On utilisera donc des moteurs de 12 CV

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

Les résultats sont résumés dans le tableau 7 suivant : (La méthode ΔTLM)

Tableau 7 : Résumé des résultats obtenus par la méthode ΔTLM

Nombre de tubes	225
Longueur des tubes	6,8
Diamètre des tubes D_0 (mm)	25,4
Nombre de rangés	5
Température sortie d'air ($^{\circ}C$)	44,67
Débit d'air (kg/s)	87,30
coefficient de convection côté M.E.A kcal/hm ² °C	3142,35
coefficient de convection côté AIR (kcal/hm ² °C)	34,54
surface d'échange (m ²)	2636,57
surface faciale (m ²)	18,666
coefficient global d'échange de chaleur (w/m ² °C)	23,85
Nombre de ventilateurs	2
Puissance de chaque ventilateur (CV)	12

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Dans le cadre de cette étude, nous avons mené une analyse approfondie des échangeurs de chaleur, et plus particulièrement des aéro-réfrigérants, dans l'objectif d'améliorer les performances thermiques d'une unité industrielle située en zone aride. Le remplacement d'un échangeur à tubes et calandre par un aéro-réfrigérant s'est révélé être une alternative technique viable, notamment dans les régions où les ressources en eau sont limitées.

Nous avons d'abord effectué une revue générale des différents types d'échangeurs de chaleur, de leurs principes de fonctionnement et de leurs applications industrielles. Par la suite, une modélisation thermique a été réalisée en s'appuyant sur des méthodes classiques, telles que la méthode de la température logarithmique moyenne (ΔTLM) et la méthode de l'efficacité – NTU.

Les résultats de simulation obtenus sont en adéquation avec les données techniques réelles, ce qui confirme la fiabilité des hypothèses et des méthodes de calcul adoptées. Les comparaisons menées ont permis de valider le choix technologique de l'aéro-réfrigérant, répondant aux exigences de performance, de maintenance et d'économie d'énergie.

Ce mémoire constitue ainsi une base solide pour de futurs travaux portant sur l'optimisation énergétique, la simulation numérique avancée, ou encore l'intégration de systèmes hybrides de refroidissement.

(Ammari, 2013)

BIBLIOGRAPHIE

Références bibliographiques :

1. Ammari, E. (2016). *Échangeurs de chaleur liés au système de refroidissement solaire à adsorption : Dimensionnement d'un aéro-réfrigérant*. Mémoire de Master, Université de Biskra. Disponible sur: <https://archives.univ-biskra.dz/bitstream/123456789/4997/1/M%C3%A9moire%20AMMARI%20Ettahir.pdf> (consulté en juin 2025).
2. Ammari, E.-T. (2013). Étude thermique de l'aéro-réfrigérant eau/air de la centrale Hamma II. Mémoire de fin d'études, Université de Biskra.
3. Bontemps, A. (2021). *Échangeurs de chaleur – Définitions et principes généraux*. Techniques de l'Ingénieur, Réf. BE9515.
4. Boudjelal, S. (2014). Étude thermique d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre E102 A/B. Mémoire de Master, Université de Boumerdes.
5. Fives ProSim. Déshydratation de gaz naturel avec du TEG. 2019. Disponible sur: https://www.prosim.net/wp-content/uploads/2019/12/PSPS_EX_FR-Deshydratation-Gaz-TEG.pdf
6. Incropera, F.P., DeWitt, D.P. (2002). Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 5th Edition, Wiley.
7. Kern, D. Q. (1950). Process Heat Transfer. McGraw-Hill.
8. Mémoire de fin d'études. Éthylène Glycol (TEG) à Rhourde El-Baguel (REB). [s.d.]. Disponible sur : <https://www.scribd.com/>
9. NiGen. TEG Dehydration Process – Gas Dehydration System. [s.d.]. Disponible sur : <https://nigen.com/teg-dehydration-process-gas-dehydration-system/>
10. Ouatmani, Melissa & Oukhaled, Sara. Étude et dimensionnement d'un échangeur de chaleur à plaques – Unité Énergie Cevital Béjaïa. Mémoire de fin d'études, Université de Béjaïa, 2023.
11. ProSim. Déshydratation de gaz naturel avec du TEG. ProSim, 2019. Disponible sur: https://www.prosim.net/wp-content/uploads/2019/12/PSPS_EX_FR-Deshydratation-Gaz-TEG.pdf

12. SPX FLOW. Manuel d'installation, d'utilisation et de maintenance des échangeurs de chaleur à plaques jointées. [s.d.]. Disponible sur : <https://www.spxflow.com/>
13. SPX FLOW. Manuel technique d'installation et de calcul thermique des échangeurs à plaques, consulté en 2025.
14. Technip Energies (2012). Design Guidelines for Shell and Tube Heat Exchangers.
15. Techniques de l'Ingénieur. *Encrassement des échangeurs de chaleur*. Réf. BE9519. Disponible sur: <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/echangeurs-de-chaleur-42376210/echangeurs-de-chaleur-be9519/encrassement-be9519niv10001.html> (consulté en juin 2025).
16. Techniques de l'Ingénieur. *Méthodes de calcul analytique des échangeurs de chaleur*. Réf. BE9517. Disponible sur: <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/energies-th4/echangeurs-de-chaleur-42376210/echangeurs-de-chaleur-be9517/methodes-de-calcul-analytique-be9517niv10002.html> (consulté en juin 2025).
17. Techniques de l'Ingénieur. Échangeurs de chaleur – Critères de classement des échangeurs. Réf. B2341.
18. TEMA Standards. Tubular Exchanger Manufacturers Association, 9th Edition.
19. Université de Boumerdes. *Étude thermique d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre E102 A/B*. Mémoire de fin d'études, Faculté de Génie Mécanique, 2014. Disponible sur: <https://fr.slideshare.net/slideshow/memoire-echangeur-de-chaleur/65185557> (consulté en juin 2025).
20. Université de Lorraine. *Éléments d'un échangeur tubes et calandres – Ressources Pédagogiques Numériques*. Disponible sur : <https://rpn.univ-lorraine.fr/UL/echangeurs-de-chaleur/co/elementechangeurtubecalandre.html> (consulté en juin 2025).
21. Wikipédia. *Aéro-réfrigérant*. Disponible sur: <https://fr.wikipedia.org/wiki/Aéro-réfrigérant> (consulté en juin 2025).
22. XPair. *Aéroréfrigérant – Définition*. Disponible sur : <https://www.xpair.com/lexique/definition/aerorefrigerant.htm> (consulté en juin 2025).

23. Bouchar, M. L. (2013). *Dimensionnement de l'échangeur*. Mémoire de Master, Université M'hamed Bougara, Boumerdès.

24. Boukecha, M., Temmar, A. (2018). *Méthodes de dimensionnement d'un échangeur thermique*. Mémoire de Master. Université Mohamed Khider – Biskra.

Annexe : I

Annexe n°1 : les propriétés physiques de certains corps

Nature	θ	ρ	c_p	λ	Nature	θ	ρ	c_p	λ
	°C	kg.m ⁻³	J.kg ⁻¹ .°C ⁻¹	W.m ⁻¹ .°C ⁻¹		°C	kg.m ⁻³	J.kg ⁻¹ .°C ⁻¹	W.m ⁻¹ .°C ⁻¹
Métaux, alliages et céramiques					Matériaux de construction				
Acier au carbone	20	7833	485	54	Ardoise	20	2400	879	2,2
	200			48	Basalte	20	2850	881	1,5
	300			35	Béton cavemieux	20	1900	879	1,4
Acier inox 15%Cr, 10%Ni	20	7864	486	20	Béton plein	20	2300	878	1,75
Acier inox 18%Cr, 8%Ni	20	7816	460	15,3	Bitume (caronné)	20	1050	1305	0,23
	500			22	Bois feuillus légers	20	525	3143	0,15
Acier inox 25%Cr, 20%Ni	20	7864	480	13	Bois feuillus mi-lourds	20	675	3156	0,23
Alumine	20			29	Bois feuillus très légers	20	375	3147	0,12
Aluminium	20	2707	896	204	Bois résineux légers	20	375	3147	0,12
	400			249	Bois résineux mi-lourds	20	500	3160	0,15
Argent	20	10325	234	407	Bois résineux très légers	20	375	3147	0,12
Bronze 75%Cu, 25%Sn	20	8663	343	26	Brique terre cuite	20	1800	878	1,15
Carbone	20			147	Calcaire dur	20	2450	882	2,4
Carbure de silicium	20			13	Calcaire tendre	20	1650	878	1
Chrome	20	2118	7160	449	Carrelage	20	2400	875	2,4
Constantan 60%Cu, 40%Ni	20	8922	410	22,7	Contre-placé okoumé	20	400	3000	0,12
Cuivre	20	8954	383,1	386	Contre-placé pin	20	500	3000	0,15
	400			363	Granite	20	2600	861	3
Duralumin	20	2787	863	164	Gravier (vrac)	20	1800	889	0,7
Etain	20	7304	226	64	Gres	20	2600	880	2,6
Fer	20	7870	452	73	Lave	20	2350	881	1,1
Fonte	20	7840	460	59	Marbre	20	2700	881	2,9
Laiton 70%Cu, 30%Zn	20	8522	385	111	Parquet	20	700	3143	0,2
	400			147	Plâtre	20			0,48
Magnésie	38	270		0,067	Schiste	20	2400	879	2,2
Or	20	1936	19300	129	Matériaux isolants				
Platine	20			72	Balsa	20	85		0,054
Plomb	20	11373	130	35	Copeaux bois	23			0,059
Sodium liquide	100			81,5	Coton	20	80	1300	0,08
Titane	20			16	Kapok	30			0,035
Tungstène	20	19350	134	163	Laine de roche	20	20	880	0,347
Zinc	20	7144	384	112		20	55	880	0,338
Zircone	20			4		20	135	880	0,341
Matériaux divers					Laine de verre	20	8	875	0,351
Amiante	20			0,16		20	10	880	0,345
Asphalte	20	2115	920	0,062		20	15	880	0,341
Ceoutchouc (naturel)	20	1150		0,28		20	40	880	0,335
Ceoutchouc (vulcanisé)	20	1100	2010	0,13	Liège expansé	20	120	2100	0,044
Carton	20	86	2030	0,048	Moquette	20	200	1300	0,06
Cuir	20	998		0,159	Polyuréthane (mousse rigide)	20	32	1300	0,03
Glace	0	920	2040	1,85		20	50	1360	0,036
Papier	20			0,48		20	65	1300	0,046
Plexiglass	20	1190	1455	0,19	PVC (mousse rigide)	20	30	1300	0,031
Sable	20	1515	800	0,2-1,0		20	40	1300	0,041
Sciure	20				Polystyrène expansé	20	12	1300	0,047
Terre mouillée	20	1900	2000	2		20	14	1300	0,043
Terre sèche	20	1500	1900	1		20	18	1300	0,041
Verre	20	2700	840	0,78		20	28	1300	0,037

Annexe n°02 : estimation du coefficient global d'échange de

Typical Overall Heat-Transfer Coefficients for Air Coolers
 $U, W / (m^2 \cdot ^\circ C)$

Service	25.4 mm OD Fintubes			
	12.7mmx354/m		15.9mm by 394/m	
1. Water & water solutions				
Engine jacket water ($r_f = 0.0002 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W$)	U_b 620	U_x 43	U_b 740	U_x 35
Process water ($r_f = 0.0004 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W$)	540	37	620	29
50-50 ethylene glycol- water ($r_f = 0.0002 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W$)	510	35	600	28
50-50 ethylene glycol- water ($r_f = 0.0004 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W$)	450	31	540	25
2. Hydrocarbon liquid coolers				
Viscosity, $\text{mPa} \cdot \text{s}$, at avg. temp.	U_b	U_x	U_b	U_x
0.2	480	33	570	27
0.5	430	30	510	24
1.0	370	26	430	20
2.5	260	18	310	14
4.0	170	12	200	9.3
6.0	110	7.6	140	6.5
10.0	57	3.9	74	3.5
3. Hydrocarbon gas coolers				
Pressure, kPa (ga)	U_b	U_x	U_b	U_x
350	170	12	200	9.3
700	200	14	230	11
2100	260	18	310	14
3500	310	21	370	17
5200	370	26	430	20
7000	430	30	510	24
4. Air and flue-gas coolers Use one-half of value given for hydrocarbon gas coolers.				
5. Steam Condensers (Atmospheric pressure & above)				
	U_b	U_x	U_b	U_x
Pure Steam ($r_f = 0.00009 \text{ m}^2 \cdot ^\circ C/W$)	710	49	820	38
Steam with non-condensibles	340	23	400	19
6. Hydrocarbon condensers				
*Condensing Range, $^\circ C$	U_b	U_x	U_b	U_x
0	480	33	570	27
6	450	31	540	25
14	430	30	510	24
33	370	26	430	20
56	340	23	400	19
7. Other condensers				
	U_b	U_x	U_b	U_x
Ammonia	620	43	740	35
Refrigerant R-12	370	26	430	20

Note: U_b is overall rate based on bare tube area, and U_x is overall rate based on extended surface.
 *Condensing range = hydrocarbon inlet temperature minus hydrocarbon outlet temperature.

**Actualité coefficients globaux de transfert de chaleur pour les
refroidisseurs d'air**

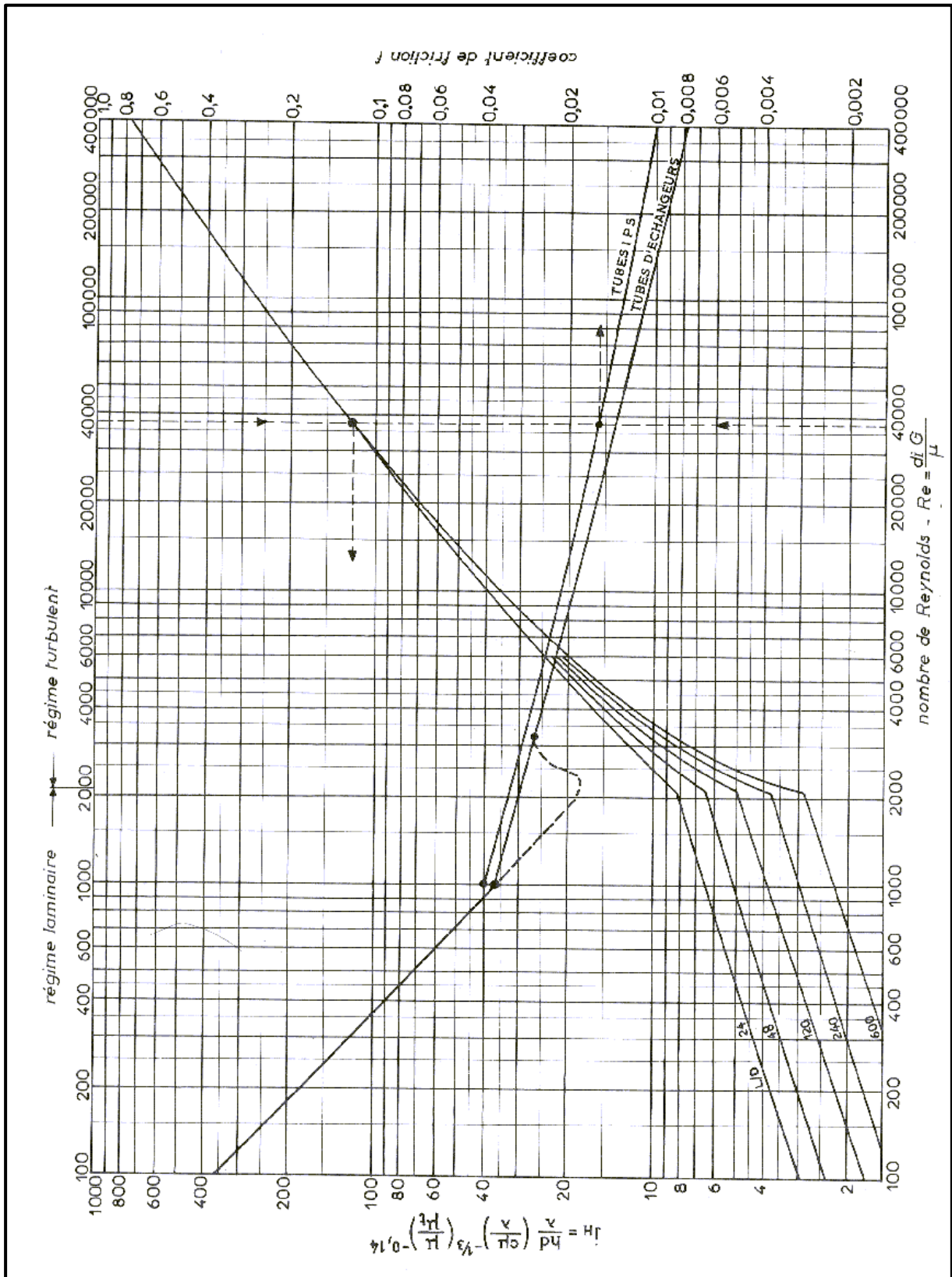
Annexe n° 3: Les caractéristiques des tubes

Diamètre extérieur (in et mm)	BWG	Epaisseur (mm)	Diamètre intérieur (cm)	Section (cm ²)	Surface (nr/m)	
					extérieure	intérieure
1/8 in 12,7 (mm)	14	2,10	0,848	0,565	0,0399	0,0266
	16	1,65	0,940	0,694		0,0295
	18	1,24	1,021	0,819		0,0321
3/4 in 19,05 (mm)	10	3,40	1,224	1,177	0,0598	0,0384
	12	2,77	1,351	1,434		0,0424
	14	2,10	1,483	1,727		0,0466
	16	1,65	1,575	1,948		0,0495
	18	1,24	1,656	2,154		0,0520
1 in (25,4mm)	10	3,40	1,859	2,714	0,0798	0,0584
	12	2,77	1,986	3,098		0,0624
	14	2,10	2,118	3,523		0,0665
	16	1,65	2,210	3,836		0,0694
	18	1,24	2,291	4,122		0,0720
1 1/4 in (31,75mm)	10	3,40	2,494	4,885	0,0997	0,0783
	12	2,77	2,616	5,375		0,0822
	14	2,10	2,743	5,909		0,0862
	16	1,65	2,845	6,357		0,0894
	18	1,24	2,921	6,701		0,0918
1 1/2 in (38,1mm)	10	3,40	3,124	7,665	0,1197	0,0981
	12	2,77	3,251	8,300		0,1021
	14	2,10	3,378	8,962		0,1061
	16	1,65	3,480	9,512		0,1093
	18	1,24	3,556	9,931		0,1171

Caractéristiques des tubes d'échangeurs

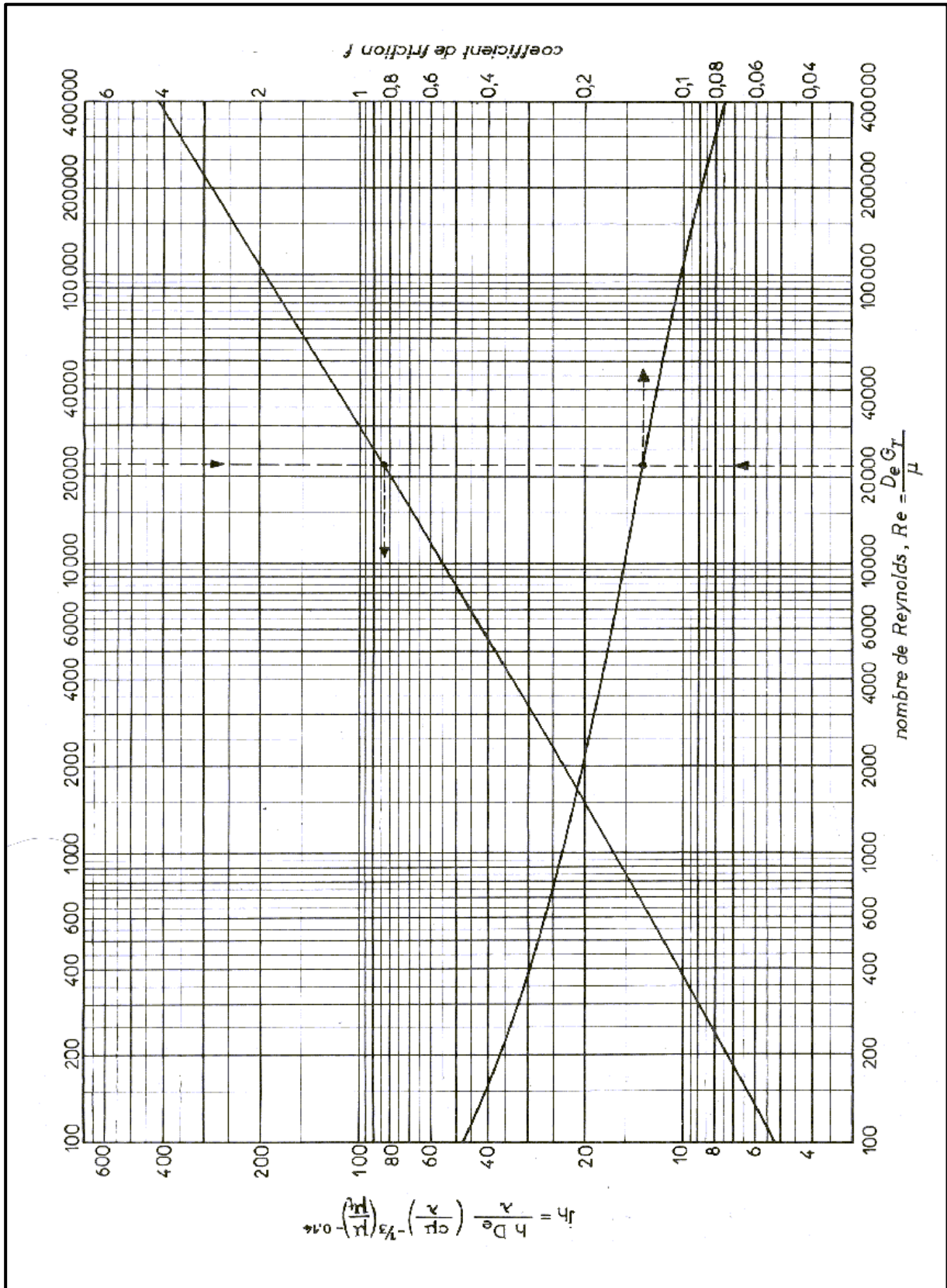
Annexe n°4

Abaque n° 04 : Coefficient de transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds à l'intérieur des tubes



Annexe n°5

Abaque n° 05 : Coefficient de transfert de chaleur en fonction du nombre de Reynolds à l'extérieur des tubes



عنوان المذكرة: تحليل وتصميم مبادل حراري مبرد بالهواء لاستبدال مبادل حراري في قسم إزالة الكربونات لوحدة معالجة الغاز

الإسم: فاطمة ريم
الإسم : هبة الله

اللقب: شرقي

اللقب: حجاج

المؤطر: بودليوة هشام

ملخص: يهدف هذا العمل إلى دراسة وتحليل وتصميم مبرد هوائي كبديل لمبادل حراري تقليدي. تكتسب المبردات الهوائية أهمية متزايدة في الصناعة نظراً لقدرتها على تبريد السوائل باستخدام الهواء الجوي فقط، مما يلغي الحاجة إلى وسيط تبريد تقليدي ويقلل بشكل كبير من الأثر البيئي. تركز الدراسة على الجوانب النظرية والتصميمية لهذه الأجهزة، مع الأخذ في الاعتبار المعايير الحرارية والميكانيكية لتحقيق الأداء الأمثل. يتضمن العمل منهجية تفصيلية لتحليل انتقال الحرارة في المبردات الهوائية واختيار المواد المناسبة، بالإضافة إلى تحديد الأبعاد المثلى لضمان كفاءة التبريد المطلوبة. النتائج المتوقعة ستوفر حلاً فعالاً ومستداماً لتطبيقات التبريد الصناعية التي تعتمد كلياً على التبريد الهوائي.

الكلمات المفتاحية: مبرد هوائي، مبادل حراري، تصميم حراري، انتقال حرارة، تبريد جاف.

Memory title: Analysis and Design of an Air-Cooled Heat Exchanger to Replace a Heat Exchanger in the Decarbonation Section of a Gas Treatment Unit

Name: CHERGUI

First name: Fatima Rym

Name: HADJADJ

First name: Hibatallah

Directed by :

BOUDELLOUA Hichem

Abstract: This final year project **aims to study, analyze, and design an air cooler to replace a traditional heat exchanger.** Air coolers are becoming increasingly important in industry due to their ability to cool fluids using only ambient air, thereby eliminating the need for conventional coolants and significantly reducing environmental impact. This study focuses on the theoretical and design aspects of such equipment, taking into account both thermal and mechanical criteria to achieve optimal performance. The work includes a detailed methodology for analyzing heat transfer in air coolers, selecting appropriate materials, and determining optimal dimensions to ensure the required cooling efficiency. The expected results aim to provide an efficient and sustainable solution for industrial cooling applications based entirely on air cooling.

Keywords: Air cooler, Heat exchanger, Thermal design, Heat transfer, Dry cooling.

Titre du mémoire : Analyse et conception d'un aéro-réfrigérant pour remplacer un échangeur de chaleur dans la section de décarbonatation d'une unité de traitement de gaz

Nom : CHERGUI

Prénom : Fatima Rym

Nom : HADJADJ

Prénom : Hibatallah

Encadreur : BOUDELLOUA Hichem

Résumé : Ce travail de fin d'études vise à étudier, analyser et concevoir un aéro-réfrigérant destiné à remplacer un échangeur de chaleur traditionnel. Les aéro-réfrigérants prennent une place de plus en plus importante dans l'industrie en raison de leur capacité à refroidir des fluides en utilisant uniquement l'air ambiant, ce qui permet d'éliminer le recours à un fluide de refroidissement classique et de réduire significativement l'impact environnemental. Cette étude se concentre sur les aspects théoriques et la conception de ce type d'équipement, en prenant en compte les critères thermiques et mécaniques nécessaires pour atteindre des performances optimales. Le travail comprend une méthodologie détaillée pour l'analyse du transfert thermique dans les aéro-réfrigérants, la sélection des matériaux appropriés, ainsi que la détermination des dimensions optimales afin de garantir l'efficacité de refroidissement requise. Les résultats attendus visent à proposer une solution efficace et durable pour les applications industrielles de refroidissement reposant entièrement sur l'air.

Mots clés : Aéro-réfrigérant, Echangeur de chaleur, Conception thermique, Transfert de chaleur, Refroidissement à sec.