



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
La République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de L'Enseignement Supérieur & la Recherche Scientifique
جامعة عبد الحميد بن باديس – مستغانم
Université Abdel Hamid Ben Badis – Mostaganem
كلية العلوم والتكنولوجيا
Faculté des Sciences et de la Technologie
قسم الهندسة الميكانيكية
Département Génie Mécanique



N° d'ordre : M...../GM/2019

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

**Etude thermique de condenseurs à tubes et à
calandre**

Présenté par :

- ❖ BOUHALILI Saliha
- ❖ BOUALEM Fouzia

Soutenu le 06/07 / 2019 devant le jury composé de :

Président	Dr. FLITTI Abdelmadjid	Université de Mostaganem UMAB
Examineur	Mme. BELHACHEMI Aida Amina	Université de Mostaganem UMAB
Encadreur	Dr. MEDJAHED Bendida	Université de Mostaganem UMAB

Année Universitaire : 2018 / 2019

REMERCIEMENT



*La synthèse de notre étude sur le calcul de bilan énergétique de condenseurs à tubes et à calandre se fait traduire de prime-abord par le grand remerciement du **DIEU** tout puissant qui nous a offert son gracieux concours à l'élaboration de ce noble ouvrage.*

*Aussi nous ferons connaître les sentiments qu'on nourrit à l'égard de notre Encadreur : **Mr. MEDJAHED Bendida.***

*Egalement nous signalons la grande estime que l'on témoigne aux membres des jurys restants dont : les Examineurs : **Mme. BELHACHEMI Aida Amina, et Dr. FLITTI Abdelmadjid,** qui nous ont prêtés toutes les attentions et leur précieux concours aux différentes phases descriptives à notre mémoire.*

Enfin, nous remercions l'ensemble des membres de notre département, qui ont mis à notre disposition leur propre secours.



Dédicaces

*Avec l'aide de Dieu le tout puissant qui m'a éclairé les chemins
du savoir, j'ai pu réaliser ce modeste travail que je dédie à
Mes très chers parents, avec tout mon amour, ma tendresse et
mon estime, je n'arriverai jamais à leurs rendre ce qu'ils ont fait
pour moi. Que Dieu vous protège.*

*A mes sœurs malika, fayza et feriel et mes frères soufiane
et fouad , pour tout l'amour qu'ils m'apportent et leur soutien.*

A toute la famille: BOUHALILI

A toutes mes amies pour leurs encouragements.

*A mon encadreur Mr Madjahed bendida. A qui m'a dirigé
dans ce labeur.*

Saliha





Dédicaces

*Avec l'aide de Dieu le tout puissant qui m'a éclairé les chemins
du savoir, j'ai pu réaliser ce modeste travail que je dédie à
Mes très chers parents, avec tout mon amour, ma tendresse et
mon estime, je n'arriverai jamais à leurs rendre ce qu'ils ont fait
pour moi. Que Dieu vous protège.*

*A mes sœurs, Chahra zed et Dounia et Sihem et aicha
et mes frères Abdaziz et Ayoub pour tout l'amour qu'ils
m'apportent et leur soutien*

A toute la famille: Boualem et Ameur

A toutes mes amies pour leurs encouragements.

*A mon encadreur Mr Madjahed bendida .A qui m'a dirigé
dans ce labeur.*

Fouzia



Sommaire

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Résumé.....	1
Introduction générale.....	2
Chapitre I : Généralités sur les échangeurs, échangeur a tubes et calandre	
I.1 Définition de l'échangeur de chaleur.....	4
I.2.Classification des échangeurs.....	4
I.2.1Type de contact.....	4
I.2.2. Classement suivant les types d'échange.....	4
I.2.2.1. Échangeur sans changement de phase.....	4
I.2.2.2. Échangeur avec changement de phase.....	4
I.2.3 Classement suivant la disposition des écoulements.....	5
I.3. Les modes de transfert de chaleur.....	5
I.3.1.La conduction.....	5
I.3.2. La convection.....	6
I.3.3.Le rayonnement.....	6
I.4. référence type d'échangeur.....	6
I.4.1. Echangeurs à plaques.....	6
I.4.2 .Echangeurs a tubes.....	6
I.5.Échangeur a faisceau et calandre.....	8
I.5.1.Les élément échangeur tubes et calandre.....	8
I.5.1.1. La calandre.....	8
I.5.1.2. Les Plaques tubulaires.....	9
I.5.1.3. Le Faisceau.....	10

I.5.1.4. Les chicanes.....	10
I.5.1.5.Boîtes de distribution ou chambres de distribution.....	11
I.5.1.6.Défecteurs ou plaque de protection du faisceau.....	12
I.5.1.7. Les passes.....	12
I.5.2. Les types des échangeurs à tubes et calandre.....	12
I.5.2.1. Echangeur de chaleur à tête flottante.....	12
I.5.2.2. Echangeur à plaque tubulaires fixes.....	13
I.5.2.3.Echangeur à tubes en U.....	13

Chapitre II : Formulation de base

II.1.Flux de chaleur.....	14
II.1.1 Coté chaud.....	14
II.1.1.1 Phase gaz.....	14
II.1.1.2 Phase condensation.....	15
II.1.1.3 Phase liquide.....	15
II.1.2 Coté froid.....	15
II.1.2.1 Phase gaz.....	15
II.1.2.2 Phase condensation.....	15
II.1.2.3 Phase liquide.....	15
II.2.Déterminer les températures.....	15
II.2.1.Température du fluide de condensation à l'entrée de l'échangeur.....	15
II.2.2.Température du fluide de condensation de sortie de l'échangeur.....	15
II.2.3.Température du fluide froid de sortie de l'échangeur.....	15
II.3.déterminé la température moyenne logarithmique.....	16

II.3.1 Phase gaz.....	16
II.3.2 Phase condensation.....	16
II.3.3 Phase liquide.....	16
II.4. déterminé la longueur.....	16
II.4.1 La longueur da la phase gaz.....	16
II.4.2 La longueur da la phase condensation.....	16
II.4.3 La longueur da la phase liquide.....	16
II.5.Coefficient de transfert de chaleur.....	16
II.5.1 Phase gaz.....	16
II.5.2 Phase condensation.....	16
II.5.3 Phase liquide.....	17
II.6.Coefficient de transfert de chaleur avec condensation dans le tube.....	17
II. 7.La température de mur à l'entrée de condenseur.....	17
II. 8.La température de mur a sortie de condenseur.....	17
II. 9.La température moyenne logarithmique saturation de mur.....	17
II. 10.Coefficient de transfert de chaleur à condensation.....	17
II.11.Coefficient d'échange global.....	18
II.12.Flux de chaleur total.....	18
II.13.Nombre de Prandtl.....	18
II.13.1 Phase condensation.....	18
II.13.2 Phase gaz.....	18
II.13.3 Phase liquide.....	18
II.14.Section de tube.....	18
II.15.La vitesse d'écoulement.....	18

II.16.Nombre de Reynolds.....	18
II.17.Coefficients de transfert de chaleur global de la phase condensation.....	18
II.18 Section de la phase condensation.....	18

Chapitre III : Calcule dimensionnement d'un échangeur a tubes et calandre

III.1. La puissance thermique.....	19
III.2. Méthode du DTML.....	21
III.3. Méthode du NUT.....	21
III. 4. L'efficacité d'un échangeur.....	21

Conclusion

Références bibliographiques

La liste des figures

Chapitre I : Généralités sur les échangeurs, échangeur a tubes et calandre

Figure I.1 Différents modes de circulation des fluides.....	5
Figure I.2 : Différents types d'échangeurs tubulaire.....	7
Figure I.3 : Schéma typique d'un échangeur tubes calandre.....	8
Figure I.4. La calandre d'un échangeur faisceau et calandre.....	9
Figure I.5 : Plaques tubulaires.....	9
FigureI.6 : Disposition des tubes.....	10
Figure I.7 : Type de chican.....	11
Figure I. 8 : Type de chambre de distribution.....	11
Figure I.9 : Plaque de protection du faisceau.....	12
Figure I.10 : Echangeur de chaleur à tête flottante.....	13
Figure I.11 : Echangeur à plaque tubulaires fixes.....	13
Figure I.12 : Echangeur à tubes en U.....	13

Chapitre II : Les équations de bilan d'énergie

FigureII.1 : Représentation schématique dune changeur à tubes et a calandre.....	13
---	-----------

Chapitre III : Calcul dimensionnement d'un échangeur à tubes et calandre

Figure III.1 : L'échangeur à tubes et a calandre.....	19
Figure III.2 : Mode de fonctionnement à contre-courant.....	23
Figure III.3 : Résistances thermiques pour calculer T_{w1} et T_{w2}	28

La liste des tableaux

Tableau 01 :

Tableau 01 : Les caractéristiques de l'eau chaude et froide.....**24**

Tableau 02 : Variation de diamètre (intérieur et extérieur) et fixé les nombre
des tubes ($N_t = 12$).....**25**

Tableau 03 : Résultats de calcul pour les six cas (Variation le diamètre intérieure et
l'extérieure de tube et fixé le nombre de tube).....**30**

Tableau 04 : Variation fixé le nombre des tubes et fixé les diamètres (intérieur $d_i =$
20,4 mm extérieur $d_o = 15,4$ mm).....**31**

Tableau 05 : Résultats de calcul pour les six cas (Variation le nombre de tube et fixé
le diamètre intérieure et l'extérieure de tube).....**31**

Nomenclature

A : surface d'échange (m^2)

d:diamètre du tube (m)

D : diamètre de la calandre (m)

e : épaisseur du tube(m)

l:longeur du tube(m)

m : débit massique (kg / s)

DTLM : La différence de température logarithmique moyenne(K)

h : coefficient d'échange par convection ($W / m^2 K$)

k : conductivité thermique (W / mk)

Cp : La chaleur spécifique (kJ/ (kg K))

T : température (K)

Re : nombre de Reynolds

Pr : nombre de prandtl

f:coefficient de fiction (sans dimensions)

Rs : somme de toutes les résistances d'encrassement intérieur et extérieur

Nt : nombre de tube

ΔP : pertes de charge

I : enthalpie spécifique (J /kg)

S : entropie spécifique (J /kgk)

E :efficacité thermique (sans dimension)

NUT :nombre d'unités de transfert (sans dimension)

Lettres grecques

Q : quantité de chaleur (w)

Nomenclature

μ :: viscosité dynamique du fluide (Pa.s)

ν : viscosité cinématique (m^2 / s)

ρ :masse volumique (kg / m^3)

Indices

h : chaud

c : froid

C : condensation

G : gaz

L : liquide

i : entre

O : sortie

s,t :calandre(Shell),tubes

sat : saturation

Résumé

Dans ce mémoire consiste à présente étude porte de calculs thermique servant soit à récupérer de la chaleur ou à produire de la chaleur ou du froid. Le travail essentiellement portera sur le condenseur de type tube et calandre, sur le réseau d'échangeur de chaleur ainsi que la production d'eau froide. L'objectif principal de ce mémoire consiste à calculer le bilan thermique de l'échangeur de chaleur de tube et calandre, le travail on a devisé en deux parties, le premier partie nous avons calculs le dimensionnement d'un échangeur à tubes et calandre (Flux de chaleur Φ , différence de température logarithmique DTLM, coefficient global de transfert de chaleur K, le nombre d'unité de transfert NUT et l'efficacité de l'échangeur de chaleur E). Le deuxième partie comme nous considérons les échangeurs de chaleur à tubes droits avec une seule couche sur la coque du tube, les échangeurs de chaleur peuvent être divisés en trois sous-sections en fonction de la phase fluide chaude: i) section avec phase vapeur (GP); ii) section avec condensation (C); et iii) section avec phase liquide (LP) après nous avons calculs le bilan énergétique de chaque phase avec la variation les deux diamètres (intérieur et extérieur) et fixé le nombre de type pour le première cas, et pour le deuxième cas nous avons fixé les deux diamètres et varié le nombre de tube.

Les mots clé : échangeur de chaleur, gaz, liquide, condensation, tubes, calandre, efficacité.

Introduction Générale

Introduction générale

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques et énergétique. On rencontre au moins un échangeur de chaleur dans une installation thermique.

L'échangeur consiste essentiellement à transmettre la chaleur d'une source chaude à une autre source de plus faible température. Il est caractérisé par une grande diversité géométrique.

La transmission de chaleur dans ses appareils est réalisée par:

L'échange de chaleur entre le fluide primaire (le plus chaud) et la paroi séparatrice par convection de chaleur, l'échange de chaleur par conduction thermique dans la paroi et l'échange de chaleur entre la paroi séparatrice et le fluide secondaire par convection de chaleur à la différence des autres appareils thermiques, l'échangeur de chaleur ne contient aucune pièce mécanique mobile.

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des évaporateurs).

Les processus de transfert présentent une réciprocity : convection I, conduction (paroi), convection II. Le flux de chaleur échangé s'exprime par le produit d'une conductance globale constante ou non le long de l'échangeur, et de la différence entre les températures moyennes T_1 et T_2 des fluides.

L'étude de ce dispositif est complexe, on doit connaître exactement, sa géométrie (surface d'échange et section de passage des fluides). Ses caractéristiques thermo physiques, les vitesses d'écoulement des fluides, les températures d'entrées des fluides, etc.

Le domaine des échangeurs de chaleurs peut être considéré comme une synthèse des domaines suivants: transferts thermiques, mécanique des fluides, corrosion, encrassement.

Introduction générale

Le contexte et les résultats de cette étude sont présentés ici en détails. Le premier chapitre a été réservé à la présentation de l'étude bibliographique sur le principe d'échangeur, le deuxième chapitre présente une description le principe de fonction de l'échangeur de chaleur à tube et calandre et les formulations de base. Une étude détaillée sur les calculs du dimensionnement de l'échangeur est présentée dans le troisième chapitre. Une conclusion générale est donnée à la fin de ce document.

Chapitre I

*Généralités sur les échangeurs,
échangeur a tubes et calandre*

I.1. Définition de l'échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides. La plupart du temps, on utilise cette méthode pour refroidir ou réchauffer un liquide ou un gaz qu'il est impossible ou difficile de refroidir ou chauffer directement [1].

I.2. Classification des échangeurs

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

I.2.1. Type de contact

- Échangeurs à contact direct : Le type le plus simple comprend un récipient ou Canalisation dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la Même température finale.
- Échangeurs à contact indirect : les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi

I.2.2. Classement suivant les types d'échange

I.2.2.1. Échangeur sans changement de phase :

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs Dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase .les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur.

I.2.2.2. Échangeur avec changement de phase:

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents:

- l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise : ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques.
- le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés évaporateurs.
- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état [2].

I.2.3. Classement suivant la disposition des écoulements

Dans les échangeurs à fluide séparés, les modes de circulation des fluides peuvent se ranger en deux catégories :

- Même sens « co-courants ».
- Sens contraire « contre-courant ».
- Ou bien les vecteurs vitesses sont perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de «courant croisés » [3]

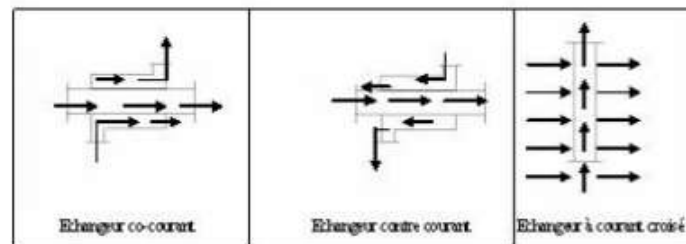


Figure I.1 : Différents modes de circulation des fluides [3]

I.3. Les modes de transfert de chaleur

On définit un transfert de chaleur ou transfert thermique entre 2 corps comme une interaction énergétique qui résulte d'une différence de température entre les deux corps. On distingue habituellement trois modes de transfert de chaleur :

- La conduction thermique (diffusion thermique)
- Le rayonnement thermique
- La convection (libre / forcée)

Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques, seuls la conduction et le rayonnement sont les modes fondamentaux de transmission de la chaleur, sachant que la convection est très importante et ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide.

I.3.1. La conduction :

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une

transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres.

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

I.3.2. La convection :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton

On distingue deux types de convection :

- **Convection naturelle:** Dans laquelle le mouvement du fluide est créé par des différences de densité et de température.
- **Convection forcée :** Où le mouvement du fluide est provoqué par des actions mécaniques extérieures (pompe, ventilateur...) [4].

I.3.3. Le rayonnement :

C'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide). Dans les problèmes de conduction, on prend en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant.

I.4. Définition type d'échangeur :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

I.4.1. Echangeurs à plaques:

à surface primaire ou à surface secondaire (avec des ailettes) Les échangeurs à plaques ont les meilleures performances thermiques. Cependant leur efficacité importante a fait qu'ils sont actuellement largement utilisés pour des applications diverses. On les rencontre dans l'industrie du froid et de la cryogénie, dans l'industrie chimique et pétrochimique, dans l'industrie pharmaceutique, dans l'industrie alimentaire...

I.4.2. Echangeurs à tubes: (monotubes, coaxiaux ou multitubulaires).

Pour des raisons 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, toujours réalisés pour avoir la meilleure efficacité possible pour une utilisation donnée:

a. Échangeur monotube (figure 2a), dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpent.

b. Échangeur coaxial (figure 2b), dans lequel les tubes sont le plus souvent cintrés, en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.

c. Échangeur multitubulaire, existant sous quatre formes :

- **échangeur à tubes séparés** (figure 2c) : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.
- **échangeur à tubes rapprochés** (figure 2d) : pour maintenir les tubes et obtenir un passage suffisant pour le fluide extérieur au tube, on place un ruban enroulé en spirale autour de certains d'entre eux. Les tubes s'appuient les uns sur les autres par l'intermédiaire des rubans,
- **échangeur à tubes ailettes** (figure 2e) : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.
- **échangeur à tubes et calandre** (figure 2f) : c'est l'échangeur actuellement le plus répandu [3].

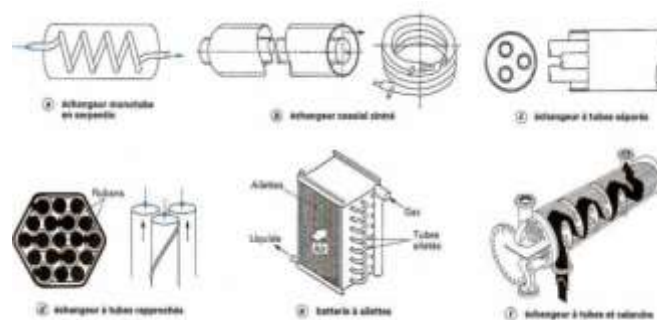


Figure I.2 : Différents types d'échangeurs tubulaires [3]

I.5. Échangeur a faisceau et calandre

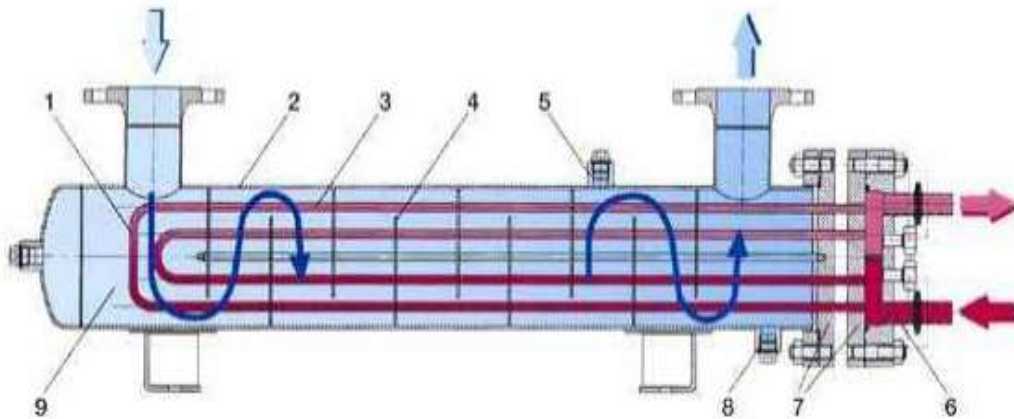


Figure I.3 : Schéma typique d'un échangeur tubes calandre [5].

1	Faisceau tubulaire	4	Chicane	7	Plaque tubulaire
2	Enveloppe (calandre)	5	Raccord évent	8	Raccord vidange
3	Intérieur tube	6	Intérieur boîte à eau	9	Intérieur enveloppe

Ce type d'échangeurs est de loin le plus répandu dans les unités de transformations des industries chimiques et pétrochimiques. Un faisceau de tubes est situé à l'intérieur d'une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide. Cette conception se retrouve également dans les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires [5].

I.5.1. Les élément échangeur tubes et calandre

I.5.1.1. La calandre :

C'est l'enveloppe métallique entourant le faisceau tubulaire, et généralement l'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres. Pour un diamètre nominal inférieur à 24", la calandre est constituée par un tube d'acier, pour des pressions de service inférieures à 20 kg/cm². Au-delà de 24 la calandre est réalisée à partir de plaques d'acier roulées et soudées chaque extrémité

sont soudées les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution. Les tubulures d'entrée et de sortie sont soudées avec plaque de renforcement ou non, selon la pression de service.

Enfin la calandre pourra être équipée d'anneaux pour le levage et portera la plaque d'identité de l'appareil. [6]

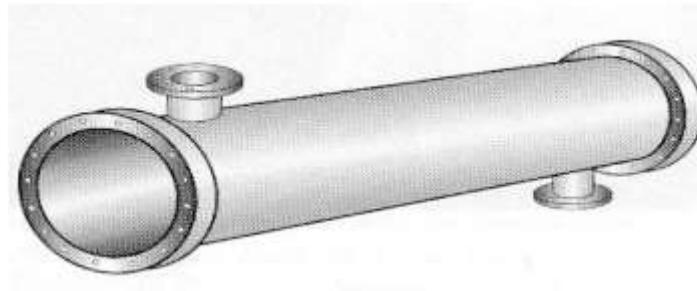


Figure I.4. La calandre d'un échangeur faisceau et calandre [6]

I.5.1.2. Les Plaques tubulaires

Ce sont des plaques percées supportant les tubes à leurs extrémités, leurs épaisseurs varient entre 5 et 10 cm. Les tubes généralement sont fixés par : mandrinage, dudgeonage, et par soudage dans les applications à haute pression [5].



Figure I.5: Plaques tubulaires [5].

I.5.1.3. Le Faisceau

C'est l'ensemble des tubes constituant le faisceau. Les épaisseurs de tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham wire Gage). La perforation des trous dans les plaques tubulaires est normalisée; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire. Le pas est la distance centre à centre de deux tubes voisins.

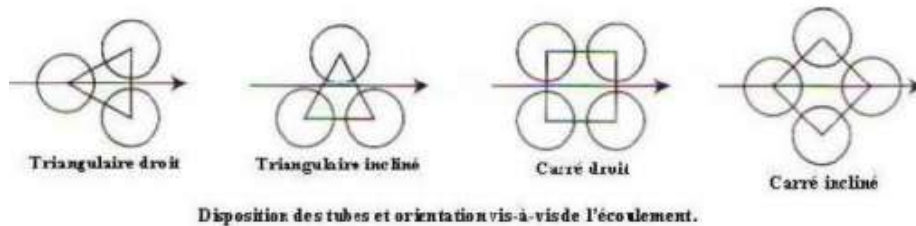


Figure I.6: Disposition des tubes [5].

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contrepartie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par insertion de grattoirs ou de racloirs à travers le faisceau. Pour ces appareils, il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propres [5].

I.5.1.4. Les chicanes

Les chicanes peuvent avoir deux rôles :

- Augmenter la rigidité du faisceau, pour éviter les phénomènes de vibration
- Augmenter la vitesse du fluide

Il existe deux types de chicanes

1. Les Chicanes transversales

Sont généralement constituées par un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment libre dont la surface représente 20 à 45% de la section totale. Ces chicanes ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre, et d'améliorer ainsi le transfert à l'extérieur du tube. Dans le cas des échangeurs horizontaux, une échancrure est aménagée à la partie inférieure des

chicanes pour faciliter la vidange et le nettoyage et vite l'encrassement par stagnation à la partie inférieure.

Les chicanes transversales assurent la rigidité du faisceau tubulaire, elles sont solidaires à la plaque tubulaire fixe au moyen de tirant et entretoise qui occupent la place de tube les standards (TEMA) imposent un nombre de tirants entre 4 à 10.

2. Les Chicanes longitudinales

Sont généralement constituées par une simple tôle insérée au milieu du faisceau cette disposition oblige le fluide à effectuer un aller et un retour dans la calandre.



Figure I.7: Type de chicane [5].

I.5.1.5. Boîtes de distribution ou chambres de distribution :

La chambre de distribution ou boîtes de distribution permet de distribuer le fluide en vue de réaliser 1, 2, 4, 6 ou 8 passes. Le nombre de passe est généralement limité par la perte de charge admissible. Le second facteur limitant est si la différence de température à l'entrée et à la sortie est importante ; pour une différence de 150 °C une seule passe s'impose [5].

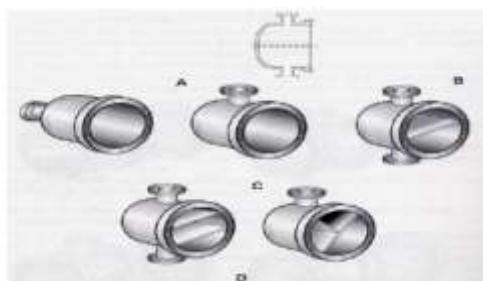


Figure I. 8: Type de chambre de distribution [5].

I.5.1.6. Déflecteurs ou plaque de protection du faisceau :

Pour éviter ou du moins minimiser l'érosion de tube du faisceau, des déflecteurs de protection peuvent être installés faces aux tubulures d'entrée du fluide côté calandre, l'obligation de leur mise en place est définie dans les standards (TEMA) en fonction de la nature, de l'état du fluide et du produit ρu^2 (ρ : masse volumique, u vitesse du fluide) ces déflecteurs, d'une épaisseur de l'ordre de 1/2in, sont circulaires, carrés ou rectangulaires, soudés sur des tirants ou entretoise [5].

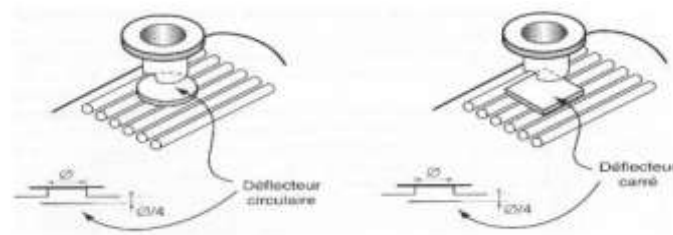


Figure I.9 : Plaque de protection du faisceau [5].

I.5.1.7. Les passe :

Dans la disposition la plus simple, les fluides côté tubes et côté calandre entrent à une extrémité et sortent à l'autre. On dit alors qu'il n'y a qu'une seule passe (un seul passage) côté tubes et côté calandre. Les fluides peuvent entrer du même côté, (co-courant) ou aux côtés opposés (contre-courant) [7].

I.5.2. Les types des échangeurs à tubes et calandre :

I.5.2.1. Echangeur de chaleur à tête flottante :

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre [8].

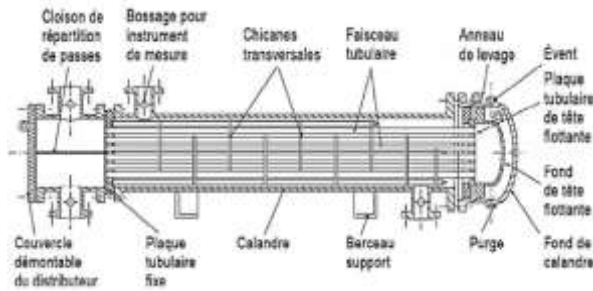


Figure I.10 : Echangeur de chaleur à tête flottante [8].

I.5.2.2. Echangeur à plaque tubulaires fixes :

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre [8].

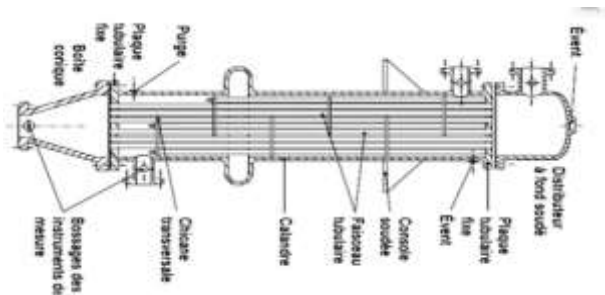


Figure I.11 : Echangeur à plaque tubulaires fixes [8].

I.5.2.3. Echangeur à tubes en U :

Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Ce système permet la libre dilatation du faisceau. En revanche, le nettoyage des tubes est difficilement réalisable autrement que par voie chimique [8].

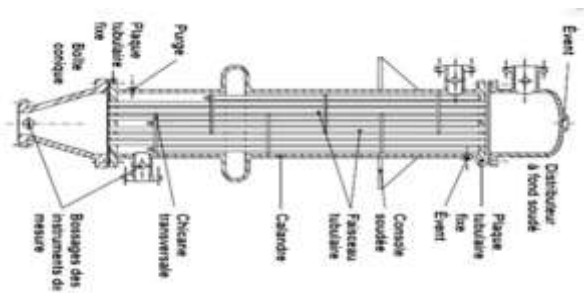


Figure I.12 : Echangeur à tubes en U [8].

Chapitre II

La Formulation de base

Dans ce chapitre nous avons présenté les équations de bilan d'énergie exprime, conformément au premier principe de la thermodynamique, l'égalité des flux de chaleur échangés par chacun des fluides circulant dans l'échangeur thermique, en négligeant les pertes vers l'extérieur.

La puissance échangée entre les deux fluides, dépend essentiellement de l'écart de température que celui-ci subit lorsque l'échange se réalise par chaleur sensible, ou alors essentiellement de la valeur de la chaleur latente (correspondant à l'enthalpie de changement d'état) lorsqu'il y a un changement de phase (fluide diphasique).

Comme nous considérons les échangeurs de chaleur à tubes droits avec une seule couche sur la coque du tube, les échangeurs de chaleur peuvent être divisés en trois sous-sections (voir Fig. II.1) en fonction de la phase fluide chaude: i) section avec phase vapeur (GP); ii) section avec condensation (C); et iii) section avec phase liquide (LP).

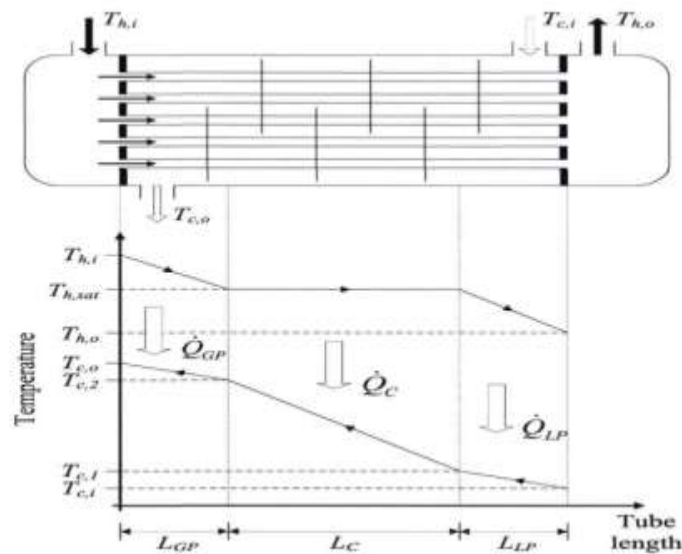


Figure II.1. Représentation schématique d'un changeur de phase.

Les équations de bilan d'énergie exprime :

II.1 Flux de chaleur

II.1.1 Coté chaud

II.1.1.1 Phase gaz

$$Q_{PG} = \dot{m}_h C_{PhPG} (T_{hi} - T_{h\,sat}) \quad \text{II. (1)}$$

II.1.1.2 Phase condensation

$$Q_C = \dot{m}_h i_{fg} \quad \text{II. (2)}$$

II.1.1.3 Phase liquide

$$Q_{PL} = \dot{m}_h C_{PhPL} (T_{h sat} - T_{ho}) \quad \text{II. (3)}$$

II.1.2 Coté froid**II.1.2.1 Phase gaz**

$$Q_{PG} = \dot{m}_C C_{PC} (T_{co} - T_{C2}) \quad \text{II. (4)}$$

II.1.2.2 Phase condensation

$$Q_C = \dot{m}_C C_{PC} (T_{C2} - T_{C1}) \quad \text{II. (5)}$$

II.1.2.3 Phase liquide

$$Q_{PL} = \dot{m}_C C_{PC} (T_{C1} - T_{Ci}) \quad \text{II. (6)}$$

II.2 Déterminer les températures

$$(1) = (4) \Leftrightarrow \dot{m}_h C_{PhPG} (T_{hi} - T_{h sat}) = \dot{m}_C C_{PC} (T_{co} - T_{C2}) \quad \text{II. (7)}$$

$$(2) = (5) \Leftrightarrow \dot{m}_h i_{fg} = \dot{m}_C C_{PC} (T_{C2} - T_{C1}) \quad \text{II. (8)}$$

$$(3) = (6) \Leftrightarrow \dot{m}_h C_{PhPL} (T_{h sat} - T_{ho}) = \dot{m}_C C_{PC} (T_{C1} - T_{Ci}) \quad \text{II. (9)}$$

II.2.1 Température du fluide de condensation à l'entrée de l'échangeur

$$(9) \Leftrightarrow T_{C1} = T_{Ci} + \frac{\dot{m}_h C_{Ph}}{\dot{m}_C C_{PC}} (T_{h sat} - T_{ho}) \quad \text{II. (10)}$$

II.2.2 Température du fluide de condensation de sortie de l'échangeur

$$(8) \Leftrightarrow T_{C2} = T_{C1} + \frac{\dot{m}_h i_{fg}}{\dot{m}_C C_{PC}} \quad \text{II. (11)}$$

II.2.3 Température du fluide froid de sortie de l'échangeur

$$(7) \Leftrightarrow T_{co} = T_{C2} + \frac{\dot{m}_h C_{Ph}}{\dot{m}_C C_{PC}} (T_{hi} - T_{h sat}) \quad \text{II. (12)}$$

II.3 Calcul la température moyenne logarithmique

II.3.1 Phase gaz

$$\Delta T_{LMPG} = \frac{(T_{hi}-T_{CO})-(T_{h\ sat}-T_{C2})}{\ln\left(\frac{T_{hi}-T_{CO}}{T_{h\ sat}-T_{C2}}\right)} \quad \text{II. (13)}$$

II.3.2 Phase condensation

$$\Delta T_{LMC} = \frac{(T_{h\ sat}-T_{C2})-(T_{h\ sat}-T_{C1})}{\ln\left(\frac{T_{h\ sat}-T_{C2}}{T_{h\ sat}-T_{C1}}\right)} = \frac{(T_{C1}-T_{C2})}{\ln\left(\frac{T_{h\ sat}-T_{C2}}{T_{h\ sat}-T_{C1}}\right)} \quad \text{II. (14)}$$

II.3.3 Phase liquide

$$\Delta T_{LMPL} = \frac{(T_{h\ sat}-T_{C1})-(T_{ho}-T_{Ci})}{\ln\left(\frac{T_{h\ sat}-T_{C1}}{T_{ho}-T_{Ci}}\right)} \quad \text{II. (15)}$$

II.4 Calcul la longueur

II.4.1 La longueur de la phase gaz

$$A_{PG} = \pi d_O L_{PG} N_t \Leftrightarrow L_{PG} = \frac{A_{PG}}{N_t \pi d_O} \quad \text{II. (16)}$$

II.4.2 La longueur de la phase condensation

$$A_C = \pi d_O L_C N_t \Leftrightarrow L_C = \frac{A_C}{N_t \pi d_O} \quad \text{II. (17)}$$

II.4.3 La longueur de la phase liquide

$$A_{PL} = \pi d_O L_{PL} N_t \Leftrightarrow L_{PL} = \frac{A_{PL}}{N_t \pi d_O} \quad \text{II. (18)}$$

II.5 Coefficient de transfert de chaleur

II.5.1.Phase gaz

$$U_{PG} = \frac{Q_{PG}}{A_{PG} \Delta T_{LMPG}} \quad \text{II. (19)}$$

II.5.2. Phase condensation

$$U_C = \frac{Q_C}{A_C \Delta T_{LMC}} \quad \text{II. (20)}$$

II.5.3. Phase liquide

$$U_{PL} = \frac{Q_{PL}}{A_{PL}\Delta T_{LMPL}} \quad \text{II. (21)}$$

II.6 Coefficient de transfert de chaleur avec condensation dans le tube

$$h_t = \frac{0.024}{d_i * k_C * Pr_C^{0.3} * Re_t^{0.8} (\mu_C / \mu_{Cw})} \quad [9] \quad \text{II. (22)}$$

$$i'_{fg} = i_{fg} + \frac{3}{8} C_{PhL} (T_{h\ sat} - T_W) \quad \text{II. (23)}$$

$$(T_{h\ sat} - T_W) = \frac{8}{3 C_{PhL}} (i'_{fg} - i_{fg}) \quad \text{II. (24)}$$

II.7 La température de mur à l'entrée de condenseur

$$T_{W1} = T_{h\ sat} - \frac{(T_{h\ sat} - T_{C1}) \left(\frac{d_O}{d_i} \left(\frac{1}{h_{tc}} + R_t \right) \right)}{\frac{1}{h_S} + R_S + \frac{d_O \ln(d_O/d_i)}{2K_W} + \frac{d_O}{d_i} \left(\frac{1}{h_{tc}} + R_t \right)} \quad \text{II. (25)}$$

$$T_{W1s} = \frac{T_{C2} + T_{hsat}}{2} \quad \text{II. (26)}$$

$$T_{W1} = T_{hsat} - \left(\frac{1}{h_{tc} R_{tot}} \right) * (T_{h\ sat} - T_{C2}) \quad [9] \quad \text{II. (27)}$$

II.8 La température de mur a sortie de condenseur

$$T_{W2s} = \frac{T_{C1} + T_{hsat}}{2} \quad \text{II. (28)}$$

$$T_{W2} = T_{hsat} - \left(\frac{1}{h_{tc} R_{tot}} \right) * (T_{h\ sat} - T_{C1}) \quad [9] \quad \text{II. (29)}$$

II.9 La température moyenne logarithmique saturation de mur

$$\Delta T_{sat\ w} = \frac{(T_{h\ sat} - T_{W1}) - (T_{h\ sat} - T_{W2})}{\ln \left(\frac{T_{hsat} - T_{W1}}{T_{hsat} - T_{W2}} \right)} \quad [9] \quad \text{II. (30)}$$

II.10 Coefficient de transfert de chaleur à condensation

$$h_{s,C} = 1.35 K_C \left(\frac{\rho_C^2 d_O g N_t}{\mu_C \dot{m}_{ref}} \right)^{1/3} \quad [9] \quad \text{II. (31)}$$

II.11 Coefficient d'échange global

$$U = \left[\frac{1}{h_s} + R_S + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2K_W} + R_t \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_t} \frac{d_o}{d_i} \right]^{-1} \quad [9] \quad \text{II. (32)}$$

II.12 Flux de chaleur total

$$Q_{tot} = Q_g + Q_c \quad \text{II. (33)}$$

II.13 Nombre de Prandtl**II.13.1 Phase condensation**

$$Pr_c = \frac{c_{p_c} \mu_c}{K_c} \quad \text{II. (34)}$$

II.13.2 Phase gaz

$$Pr_{hg} = \frac{c_{p_{hg}} \mu_{hg}}{K_{hg}} \quad \text{II. (35)}$$

II.13.3 Phase liquide

$$Pr_{hl} = \frac{c_{p_{hl}} \mu_{hl}}{K_{hl}} \quad \text{II. (36)}$$

II.14 Section de tube

$$A_{ot} = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad \text{II. (37)}$$

II.15 La vitesse découlement

$$V_t = \frac{m_c}{A_{ot} \rho_c} \quad \text{II. (38)}$$

II.16 Nombre de Reynolds

$$R_{rT} = \frac{m_c d_i}{(A_{ot} \mu_c)} \quad \text{II. (39)}$$

II.17 Coefficients de transfert de chaleur global de la phase condensation

$$U_{fc} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{s,c}} + R_{ref} + (d_o \log(d_o/d_i))/2/K_W + R_C \frac{d_o}{h_t} \frac{d_i + d_o}{d_i} \right)} \quad [9] \quad \text{II. (40)}$$

II.18 Section de la phase condensation

$$A_{fc} = \frac{Q_c}{U_{fc} \Delta T_{LMC} F} \quad \text{II. (41)}$$

Chapitre III

*Calcul dimensionnement d'un
échangeur a tubes et calandre*

Ce troisième chapitre sera consacré de faire une étude sur un échangeur de chaleur à tubes et calandre qui permet la configuration contre courant pour voir l'effet de leurs variations sur les caractéristiques de l'échangeur conçu.

Dans la première partie de ce chapitre a été conçu pour mettre en évidence les principes de fonctionnement des échangeurs de chaleur industriels et d'interpréter de façon précise l'importance des phénomènes suivants :

- Puissance thermique
- Différence de température logarithmique
- Coefficient global de transfert de chaleur
- Le nombre d'unité de transfert NUT
- Efficacité de l'échangeur de chaleur.

1^{ère} partie

III.1. La puissance thermique :

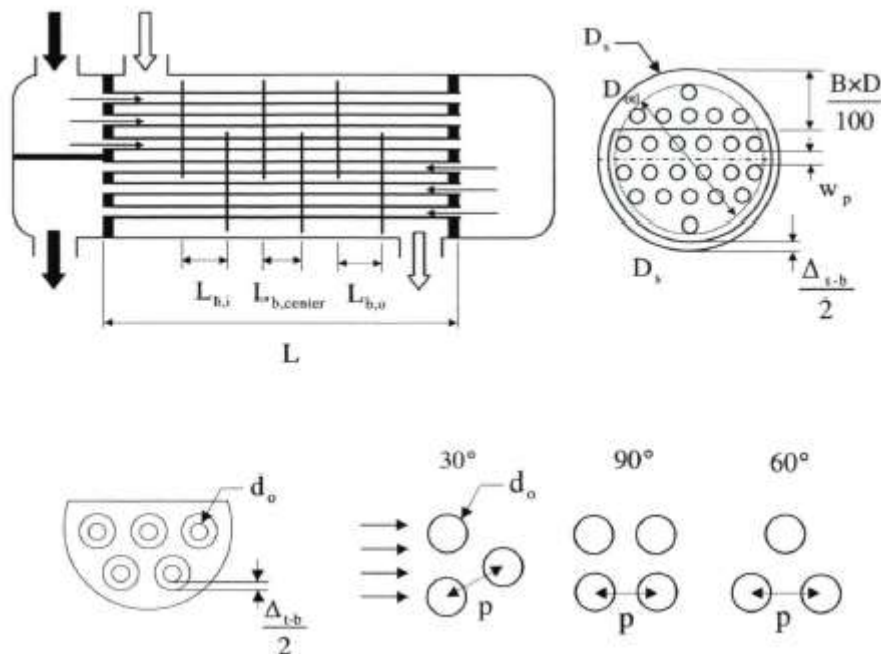


Figure III.1 : L'échangeur à tubes et a calandre

Nous remarquons que :

$T_{hi} = 182^{\circ}\text{C}$ diminue et tend vers $T_{ho} = 157^{\circ}\text{C}$

$T_{ci} = 4^{\circ}\text{C}$ augmente et tend vers $T_{co} = 97^{\circ}\text{C}$

Avec :

$$\Delta T1 = T_{ho} - T_{ci}$$

$$\Delta T2 = T_{hi} - T_{co}$$

On fait l'application numérique

$$\Delta T1 = 157 - 4 \Rightarrow \Delta T1 = 153^{\circ}\text{C}$$

et

$$\Delta T2 = 182 - 97 \Rightarrow \Delta T2 = 85^{\circ}\text{C}$$

On calcul Φ_h et Φ_c sous la forme :

$$\Phi_h = m_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho})$$

$$\Phi_c = m_c C_{pc} (T_{co} - T_{ci})$$

D'après l'interpolation trouve La valeur du C_{ph} et C_{pc} :

$$C_{ph} = 4378.3 \text{ (J/Kg.K)}$$

$$C_{pc} = 4183.75 \text{ (J/Kg.K)}$$

Le débit massique d'eau chaud est 3 Kg/s

Le débit massique d'eau froid est 16 Kg/s

$$\Phi_h = m_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) \Rightarrow \Phi_h = 3 * 4378.3 (182 - 157)$$

$$\Rightarrow \Phi_h = 328.35 \text{ W}$$

$$\Phi_c = m_c C_{pc} (T_{co} - T_{ci}) \Rightarrow \Phi_c = 16 * 4183.75 (97 - 4)$$

$$\Rightarrow \Phi_c = 6224.3 \text{ W}$$

III.2. Méthode du DTML (DTML différence des températures de mélange moyenne logarithmique):

ΔT_{ML} : différence moyenne de température entre les deux fluides sur tout l'échangeur.

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{ho}-T_{ci})-(T_{hi}-T_{co})}{\ln\left(\frac{T_{ho}-T_{ci}}{T_{hi}-T_{co}}\right)} \Rightarrow \Delta T_{ML} = \frac{(157-4)-(182-97)}{\ln\left(\frac{157-4}{182-97}\right)}$$

On fait l'application numérique :

$$\Rightarrow \Delta T_{ML} = 115.688^{\circ}\text{C}$$

III.3 Méthode du NUT:

On trouve que C_r est égal à :

$$c_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

On fait l'application numérique :

$$\Rightarrow c_r = \frac{4183.75 \times 16}{4378.3 \times 3} = \frac{13134.9}{66940}$$

$$\Rightarrow c_r = 0,1962$$

On calcul NUT sous la forme :

$$NUT = \frac{U.A}{C_{min}}$$

On fait l'application numérique :

$$NUT = \frac{568.67 \times 20}{13134.9} \Rightarrow NUT = 0.865$$

III.4 L'efficacité d'un échangeur :

Calcul E sous la forme

$$E = \frac{e^{-NUT(1-C_r)} - 1}{C_r e^{-NUT(1-C_r)} - 1}$$

On fait l'application numérique :

$$E = \frac{e^{-0.865(1-0.196)} - 1}{0.196e^{-0.865(1-0.196)} - 1} \Rightarrow E = 0.5554 = 55.54\%$$

Nous avons vu au travers l'étude de dimensionnement des échangeurs les deux méthodes, la méthode la différence de température moyenne logarithmique (DTLM) et le nombre d'unité de transfert (NUT). Ces deux méthodes permettent d'aboutir aux mêmes résultats. Cependant, la seconde connaît une plus grande utilisation dans le pratique cas elle est plus proche des contraintes du concepteur. En effet, la méconnaissance quasi systématique des températures de sortie dans un avant-projet, éliminer rapidement la méthode DTLM au profit de celle de l'efficacité/NUT qui n'implique explicitement que les températures d'entrée.

Le calcul du nombre d'unités de transfert nous a permis de mieux définir et de mieux qualifier les échangeurs étudiés. En effet, nous avons obtenu un pourcentage d'efficacité de 85%, un taux considérable qui nous renseigne bien sur la haute performance de l'installation.

Le nombre d'unité de transmission de chaleur permet d'évaluer le transfert de chaleur d'un échangeur, plus le nombre d'unité de transmission de la chaleur est grand, plus l'échangeur de chaleur se rapproche de sa limite thermodynamique.

En conclu que nous avons trouvé les résultats parfait concerné le nombre d'unité de transfert (NUT=0.865), l'échangeur a un nombre d'unités de transfert trop petit (NUT<1), l'échange est peu efficace. L'efficacité (E= 0.55) est acceptée et dans les normes l'efficacité varie à presque 0.9 dans le cas de l'échangeur contre courant, meilleur de tout.

2^{ème} partie

Dans la deuxième partie de ce chapitre, les échangeurs de chaleur sont largement utilisés dans l'industrie, saisissant jusqu'à 75% du marché. Par conséquent, le transfert de chaleur et le débit de fluide au sein de ces échangeurs de chaleur ont fait l'objet de nombreuses études et de nombreuses relations empiriques permettent d'estimer leurs performances.

Comme nous considérons les échangeurs de chaleur à tubes droits avec une seule couche sur la coque du tube, les échangeurs de chaleur peuvent être divisés en trois sous-sections (voir Fig. II.1) en fonction de la phase fluide chaude: i) section avec phase vapeur (GP); ii) section avec condensation (C); et iii) section avec phase liquide (LP). Ensuite faire varier la des deux diamètres (intérieur et extérieur) et nous avons fixé les nombre des tubes pour le première cas et dans le deuxième cas nous avons fixé deux diamètres (intérieur et extérieur) et faire varier

les nombre des tubes pour voir l'effet de leurs variations sur les caractéristiques de l'échangeur conçu.

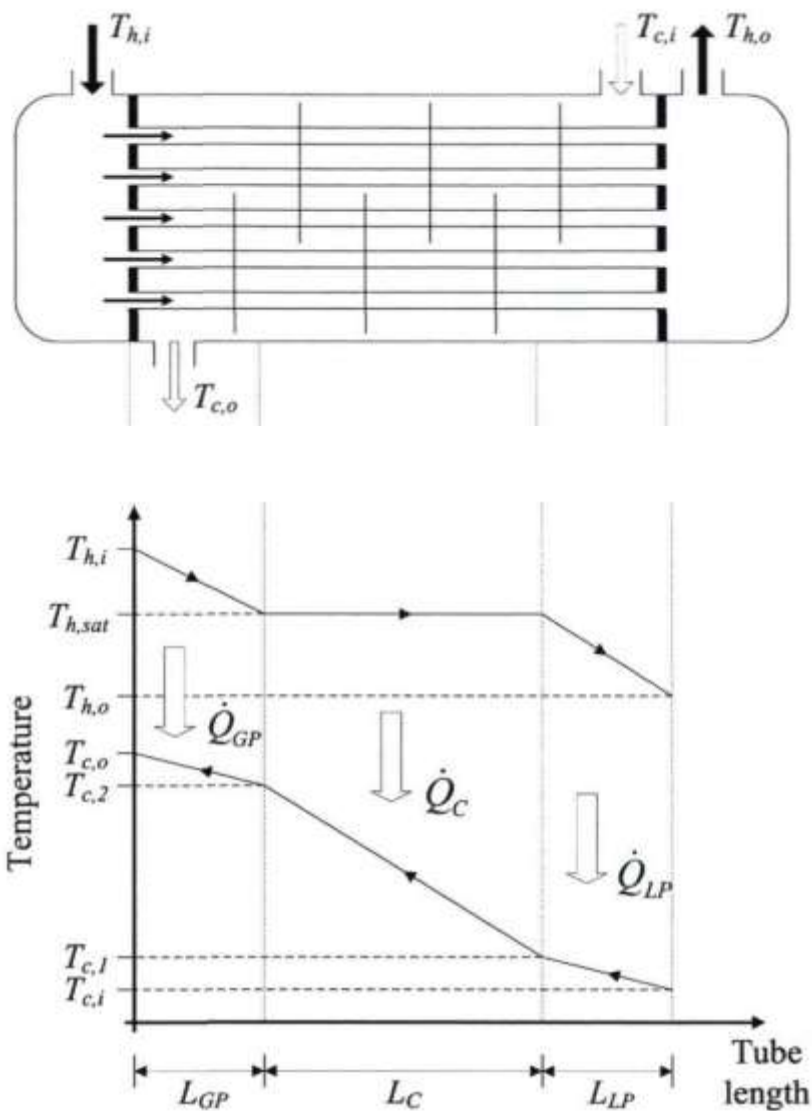


Figure III.2 : Mode de fonctionnement à contre courant

Diamètre extérieure de tube (m)	0.0204	Viscosité dynamique de la vapeur de condensation (Pa*s)	0.0000151
Diamètre intérieure de tube (m)	0.0154	Viscosité dynamique du liquide de condensation (Pa*s)	0.00017383
Nombre de tubes	26	Viscosité dynamique du fluide froid (Pa*s)	0.0015672

Débit massique d'un réfrigérant (kg/s)	4.05	Viscosité dynamique de la paroi du fluide du fluide froid (Pa*s)	0.000453
Débit massique d'un fluide froid (kg/s)	16	Viscosité dynamique de la paroi du fluide de condensation (Pa*s)	0.000453
Débit massique d'un fluide chaud (kg/s)	3	Conductivité thermique de la vapeur de condensation (W/m k)	0.036182
Capacité thermique d'une réfrigérant de la vapeur de condensation (J/kg k)	2592.9	Conductivité thermique du liquide de condensation (W/mk)	0.68093
Capacité thermique d'une réfrigérant du liquide de condensation (J/kg k)	4325.1	Conductivité thermique du fluide froid (W/m k)	0.56867
Capacité thermique d'une réfrigérant du fluide froid (J/kg k)	4207.5	Conductivité thermique de matériel des tubes (W/m k)	60.5
Temperature de reference (k)	273.15	Resistance de l'encrassement du fluide froide ($m^2 k/W$)	0.000275
Température du fluide chaud de l'entrée de l'échangeur (k)	455.15	Resistance de l'encrassement du fluide frigorigène ($m^2 k /W$)	0.00275
Température du fluide chaud a sortie de l'échangeur (k)	430.15	Enthalpie spécifique de la vapeur de fluide de condensation (J/kg)	2007920
Température du fluide froid de l'entrée de l'échangeur (k)	277.15	Enthalpie spécifique du liquide de condensation (J/kg)	2092140
Temperature de saturation (k)	450.81	Chaleur de latente (J/kg)	2022360
Masse volumique de vapeur fluide de condensation (kg/m^3)	4.8353	Facture	1
Masse volumique du liquide de condensation (kg/m^3)	910.58	Shell diameter Diameter de calandre (m)	0.3
Densité de fluide froid (kg/m^3)	1000	Coefficient de transfert de chaleur effective coté calandre ($W/m^2 k$)	120

Tableau 01 : Les caractéristiques de l'eau chaude et froide. [9]

Nous considérons les échangeurs de chaleur à tubes droits avec une seule couche sur la coque du tube, les échangeurs de chaleur peuvent être divisés en trois sous-sections (voir Fig. II.1)

en fonction de la phase fluide chaude: i) section avec phase vapeur (GP); ii) section avec condensation (C); et iii) section avec phase liquide (LP). Ensuite faire varier la des deux diamètres (intérieur et extérieur) et fixé le nombre des tubes six fois pour voir l'effet de leurs variations sur les caractéristiques de l'échangeur.

1	do= 15,9 mm, di= 10,9 mm	3	do= 18 mm, di= 13 mm	5	do= 22 mm, di= 17 mm
2	do= 17 mm, di= 12 mm	4	do= 20.4 mm, di= 15,4 mm	6	do= 23 mm, di= 18mm

Tableau 02 : Variation de diamètre (intérieur et extérieur) et fixé les nombre des tubes $N_t= 12$.

Calcul dimensionnement d'un échangeur à tubes et calandre :

$$Q_G = \dot{m}_h C_{PhG} (T_{hi} - T_{sat}) \Rightarrow Q_G = 3 * 2592.9 (455.15 - 450.81)$$

$$\Rightarrow Q_G = 3.376 \cdot 10^4 \text{ W}$$

$$Q_C = \dot{m}_h i_{fg} \Rightarrow Q_C = 3 * 2022360$$

$$\Rightarrow Q_C = 6067080 \text{ W}$$

$$Q_{PL} = \dot{m}_h C_{PhL} (T_{sat} - T_{ho}) \Rightarrow Q_{PL} = 3 * 4325.1 (450.81 - 430.15)$$

$$\Rightarrow Q_{PL} = 2.6807 \cdot 10^5 \text{ W}$$

$$Q_{tot} = Q_G + Q_C \Rightarrow Q_{tot} = 3.376 \cdot 10^4 + 6067080$$

$$\Rightarrow Q_{tot} = 6.100 \cdot 10^6 \text{ W}$$

$$T_{C1} = T_{Ci} + \frac{\dot{m}_h C_{Ph}}{\dot{m}_C C_{PC}} (T_{sat} - T_{ho})$$

$$\Rightarrow T_{C1} = 277.15 + \frac{3 * 2592.9}{16 * 4207.5} (450.81 - 430.15)$$

$$\Rightarrow T_{C1} = 279.537 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{C2} = T_{C1} + \frac{\dot{m}_h i_{fg}}{\dot{m}_C C_{PC}} \Rightarrow T_{C2} = 279.537 + \frac{3 * 2022360}{16 * 4207.5}$$

$$\Rightarrow T_{C2} = 369.660 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{Co} = T_{C2} + \frac{\dot{m}_h C_{Ph}}{\dot{m}_c C_{Pc}} (T_{hi} - T_{sat})$$

$$\Rightarrow T_{Co} = 369.660 + \frac{3 * 2592.9}{16 * 4207.5} (455.15 - 450.81)$$

$$\Rightarrow T_{Co} = 370.161 \text{ } ^\circ K$$

$$\Delta T_{LMPG} = \frac{(T_{hi} - T_{Co}) - (T_{sat} - T_{C2})}{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{Co}}{T_{sat} - T_{C2}} \right)}$$

$$\Rightarrow \Delta T_{LMPG} = \frac{(455.15 - 370.161) - (450.81 - 369.660)}{\ln \left(\frac{455.15 - 370.161}{450.81 - 369.660} \right)}$$

$$\Rightarrow \Delta T_{LMPG} = 83.054 \text{ } ^\circ K$$

$$\Delta T_{LMC} = \frac{(T_{C1} - T_{C2})}{\ln \left(\frac{T_{sat} - T_{C2}}{T_{sat} - T_{C1}} \right)} \Rightarrow \Delta T_{LMC} = \frac{(279.537 - 369.660)}{\ln \left(\frac{450.81 - 369.660}{450.81 - 279.537} \right)}$$

$$\Rightarrow \Delta T_{LMC} = 120.652 \text{ } ^\circ K$$

$$\Delta T_{LMPL} = \frac{(T_{sat} - T_{C1}) - (T_{ho} - T_{Ci})}{\ln \left(\frac{T_{sat} - T_{C1}}{T_{ho} - T_{Ci}} \right)}$$

$$\Rightarrow \Delta T_{LMPL} = \frac{(450.81 - 279.537) - (430.15 - 277.15)}{\ln \left(\frac{450.81 - 279.537}{430.15 - 277.15} \right)}$$

$$\Rightarrow \Delta T_{LMPL} = 161.964 \text{ } ^\circ K$$

$$h_{s,c} = 1.35 K_c \left(\frac{\rho_c^2 d_o g N_t}{\mu_c \dot{m}_{ref}} \right)^{1/3}$$

$$\Rightarrow h_{s,c} = 1.35 * 0.56867 \left(\frac{1000^2 * 0.0159 * 9.807 * 12}{0.0015672 * 3} \right)^{1/3}$$

$$\Rightarrow h_{s,c} = 510.943 \text{ } W/m^2 K$$

$$Pr_{hg} = \frac{Cp_{hg} * \mu_{hg}}{K_{hg}} \Rightarrow Pr_{hg} = \frac{2592.9 * 0.0000151}{0.036182}$$

$$\Rightarrow Pr_{hg} = 1.082$$

$$Pr_c = \frac{Cp_c * \mu_c}{K_c} \Rightarrow Pr_c = \frac{4207.5 * 0.0015672}{0.56867}$$

$$\Rightarrow Pr_c = 11.595$$

$$Pr_{hl} = \frac{Cp_{hl} * \mu_{hl}}{K_{hl}} \Rightarrow Pr_{hl} = \frac{4325.1 * 0.00017383}{0.68093}$$

$$\Rightarrow Pr_{hl} = 1.104$$

$$Aot = \frac{\pi d_i^2}{4} \Rightarrow Aot = \frac{3.14 * 0.0109^2}{4}$$

$$\Rightarrow Aot = 9.331 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$Vt = \frac{mc}{Aot * \rho_c} \Rightarrow Vt = \frac{16}{9.331 \cdot 10^{-5} * 1000}$$

$$\Rightarrow Vt = 171.471 \text{ m/s}$$

$$Ret = \frac{mc * d_i}{(Aot * \mu_c)} \Rightarrow Ret = \frac{16 * 0.0109}{(9.331 \cdot 10^{-5} * 0.0015672)}$$

$$\Rightarrow Ret = 1.192 \cdot 10^6$$

$$h_t = \frac{0.024}{d_i * k_c pr_c^{0.3} * Ret^{0.8} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{cw}} \right)}$$

$$\Rightarrow h_t = \frac{0.024}{0.0109 * 0.56867 * 11.595^{0.3} * (1.192 \cdot 10^6)^{0.8} \left(\frac{0.0015672}{0.000453} \right)}$$

$$\Rightarrow h_t = 6.563 \cdot 10^5 \text{ w/m}^2\text{k}$$

$$Uf_c = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{s,c}} + R_{ref} + (d_o * \log(d_o/d_i))/2/K_w + R_c * \frac{d_o}{h_t} / d_i \right)}$$

$$= \frac{1}{\left(\frac{1}{510.9430} + 0.00275 + (0.0159 * \log(0.0159/0.0109))/2/60.5 + 0.000275 * \frac{0.0159}{6.563 * 10^5} / 0.0109 \right)}$$

⇒ $Uf_c = 193.792 \text{ w/m}^2\text{k}$

$$Af_c = \frac{Q_c}{Uf_c * \Delta T_{LMC} * F} \Rightarrow Af_c = \frac{6067080}{193.792 * 120.6529 * 1}$$

⇒ $Af_c = 259.480 \text{ m}^2$

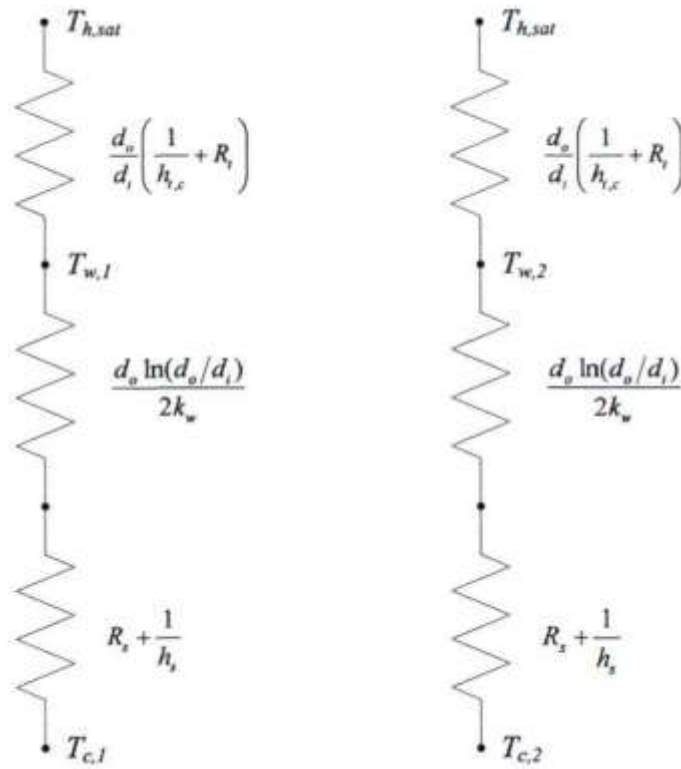


Figure III.3 : Résistances thermiques pour calculer T_{w1} et T_{w2} .

$$T_{W1S} = \frac{(T_{C2} + T_{sat})}{2} \Rightarrow T_{W1S} = \frac{(369.660 + 450.81)}{2}$$

⇒ $T_{W1S} = 410.235 \text{ °K}$

$$T_{W2S} = \frac{(T_{C1} + T_{sat})}{2} \Rightarrow T_{W2S} = \frac{(279.537 + 450.81)}{2}$$

$$\Rightarrow T_{W2S} = 365.173 \text{ } ^\circ K$$

$$\Delta T_{sat w} = \frac{(T_{sat} - T_{W1S}) - (T_{sat} - T_{W2S})}{\ln\left(\frac{T_{sat} - T_{W1S}}{T_{sat} - T_{W2S}}\right)}$$

$$\Rightarrow \Delta T_{sat w} = \frac{(450.81 - 410.235) - (450.81 - 365.173)}{\ln\left(\frac{450.81 - 410.235}{450.81 - 365.173}\right)}$$

$$\Rightarrow \Delta T_{sat w} = 60.326 \text{ } ^\circ K$$

$$iifg_{ref} = (i_{hg} - i_{hl}) + \frac{3}{8} * Cp_{hl} * \Delta T_{sat w}$$

$$\Rightarrow iifg_{ref} = (2007920 - 2092140) + \frac{3}{8} * 4325.1 * 60.326$$

$$\Rightarrow iifg_{ref} = 1.362 \cdot 10^4 \text{ } kJ/kg$$

$$ht_c = \frac{0.555 \left((9.806 * \rho_{hl} - \rho_{hg}) * (k_{hl}^3) * iifg_{ref} \right)}{(\mu_{hl} * \Delta T_{sat w} * d_i)^{0.25}}$$

$$\Rightarrow ht_c = \frac{0.555 \left((9.806 * 910.58 - 4.8353) * (0.68093^3) * 1.362 \cdot 10^4 \right)}{(0.00017383 * 60.326 * 0.0109)^{0.25}}$$

$$\Rightarrow ht_c = 2.0606 \cdot 10^8 \text{ } w/m^2 k$$

$$R_{tot} = \frac{\frac{1}{h_s} + d_o * (\log(d_o/d_i))}{(2 * K_W) + R_{ref} * \frac{d_o}{d_i} + \frac{1/ht_c}{d_o/d_i}}$$

$$\Rightarrow R_{tot} = \frac{\frac{1}{120} + 0.0159 * (\log(0.0159/0.0109))}{(2 * 60.5) + 0.00275 * \frac{0.0159}{0.0109} + \frac{1/2.0606 \cdot 10^8}{0.0159/0.0109}}$$

$$\Rightarrow R_{tot} = 0.0127 \text{ } m^2 k/w$$

$$T_{W1} = T_{sat} - \left(\frac{1}{h_{tc} R_{tot}} \right) * (T_{sat} - T_{C2})$$

$$\Rightarrow T_{W1} = 450.81 - \left(\frac{1}{2.0606 \cdot 10^8 * 0.0127} \right) * (450.81 - 369.660)$$

$$\Rightarrow T_{W1} = 450.810 \text{ } ^\circ K$$

$$T_{W2} = T_{sat} - \left(\frac{1}{h_{tc} R_{tot}} \right) * (T_{sat} - T_{C1})$$

$$\Rightarrow T_{W2} = 450.81 - \left(\frac{1}{2.0606 \cdot 10^8 * 0.0127} \right) * (450.81 - 279.537)$$

$$\Rightarrow T_{W2} = 450.809 \text{ } ^\circ K$$

	01	02	03	04	05	06
Q_{PG}	$3.376 \cdot 10^4$	$3.376 \cdot 10^4$	$3.376 \cdot 10^4$	$3.376 \cdot 10^4$	$3.376 \cdot 10^4$	$3.376 \cdot 10^4$
Q_C	6067080	6067080	6067080	6067080	6067080	6067080
Q_{PL}	$2.6807 \cdot 10^5$	$2.6807 \cdot 10^5$	$2.6807 \cdot 10^5$	$2.6807 \cdot 10^5$	$2.6807 \cdot 10^5$	$2.6807 \cdot 10^5$
Q_{tot}	$6.100 \cdot 10^6$	$6.100 \cdot 10^6$	$6.100 \cdot 10^6$	$6.100 \cdot 10^6$	$6.100 \cdot 10^6$	$6.100 \cdot 10^6$
T_{C1}	279.5372	279.5372	279.5372	279.5372	279.5372	279.5372
T_{C2}	369.6602	369.6602	369.6602	369.6602	369.6602	369.6602
T_{CO}	370.1617	370.1617	370.1617	370.1617	370.1617	370.1617
$DTLM_{PG}$	83.0543	83.0543	83.0543	83.0543	83.0543	83.0543
$DTLM_C$	120.6529	120.6529	120.6529	120.6529	120.6529	120.6529
$DTLM_{PL}$	161.9646	161.9646	161.9646	161.9646	161.9646	161.9646
h_{sc}	510.9430	522.464	532.513	555.200	569.352	577.851
Pr_{PG}	1.0821	1.0821	1.0821	1.0821	1.0821	1.0821
Pr_C	11.5955	11.5955	11.5955	11.5955	11.5955	11.5955
Pr_{PL}	1.1041	1.1041	1.1041	1.1041	1.1041	1.1041
A_{ot}	$9.331 \cdot 10^{-5}$	$1.131 \cdot 10^{-4}$	$1.327 \cdot 10^{-4}$	$1.862 \cdot 10^{-4}$	$2.269 \cdot 10^{-4}$	$2.544 \cdot 10^{-4}$
V_t	171.465	141.471	120.543	85.899	70.490	62.876
R_{et}	$1.192 \cdot 10^6$	$1.083 \cdot 10^6$	$9.999 \cdot 10^5$	$8.44 \cdot 10^5$	$7.646 \cdot 10^5$	$7.221 \cdot 10^5$
ht	$6.563 \cdot 10^5$	$5.520 \cdot 10^5$	$4.779 \cdot 10^5$	$3.523 \cdot 10^5$	$2.949 \cdot 10^5$	$2.66 \cdot 10^5$
Ufc	193.792	195.880	197.63	201.345	203.519	204.778
Afc	259.480	256.711	254.442	249.747	247.078	245.56
$DTLM_{wsat}$	60.3264	60.3264	60.3264	60.3264	60.3264	60.3264
$ii_{f_{ref}}$	$1.362 \cdot 10^4$	$1.362 \cdot 10^4$	$1.362 \cdot 10^4$	$1.362 \cdot 10^4$	$1.362 \cdot 10^4$	$1.362 \cdot 10^4$
h_{tc}	$2.0606 \cdot 10^8$	$2.011 \cdot 10^8$	$1.971 \cdot 10^8$	$1.89 \cdot 10^8$	$1.843 \cdot 10^8$	$1.817 \cdot 10^8$
R_{tot}	0.0127	0.0126	0.0125	0.0123	0.0122	0.0121
T_{W1}	450.810	450.810	450.810	450.810	450.810	450.810
T_{W2}	450.809	450.809	450.809	450.809	450.809	450.809

Tableau 03: Résultats de calcul pour les six cas (Variation le diamètre intérieure et l'extérieure de tube et fixé le nombre de tube).

Dans le deuxième cas de calcul, nous considérons les échangeurs de chaleur à tubes droits avec une seule couche sur la coque du tube, les échangeurs de chaleur peuvent être divisés en

trois sous-sections (voir Fig. II.1) en fonction de la phase fluide chaude: i) section avec phase vapeur (GP); ii) section avec condensation (C); et iii) section avec phase liquide (LP). Ensuite faire varier le nombre des tubes six fois et fixé les deux diamètres (intérieur et extérieur) pour voir l'effet de leurs variations sur les caractéristiques de l'échangeur.

1	Nt=12	3	Nt=18	5	Nt=24
2	Nt=14	4	Nt=22	6	Nt=26

Tableau 04 : Variation fixé le nombre des tubes et fixé les diamètres (intérieur $d_i= 20,4$ mm extérieur $d_o= 15,4$ mm).

	01	02	03	04	05	06
Q_{PG}	$3.376 \cdot 10^4$	$3.376 \cdot 10^4$	$3.376 \cdot 10^4$	$3.376 \cdot 10^4$	$3.376 \cdot 10^4$	$3.376 \cdot 10^4$
Q_C	6067080	6067080	6067080	6067080	6067080	6067080
Q_{PL}	$2.6807 \cdot 10^5$	$2.6807 \cdot 10^5$	$2.6807 \cdot 10^5$	$2.6807 \cdot 10^5$	$2.6807 \cdot 10^5$	$2.6807 \cdot 10^5$
Q_{tot}	$6.100 \cdot 10^6$	$6.100 \cdot 10^6$	$6.100 \cdot 10^6$	$6.100 \cdot 10^6$	$6.100 \cdot 10^6$	$6.100 \cdot 10^6$
T_{C1}	279.5372	279.5372	279.5372	279.5372	279.5372	279.5372
T_{C2}	369.6602	369.6602	369.6602	369.6602	369.6602	369.6602
T_{CO}	370.1617	370.1617	370.1617	370.1617	370.1617	370.1617
$DTLM_{PG}$	83.0543	83.0543	83.0543	83.0543	83.0543	83.0543
$DTLM_C$	120.6529	120.6529	120.6529	120.6529	120.6529	120.6529
$DTLM_{PL}$	161.9646	161.9646	161.9646	161.9646	161.9646	161.9646
h_{sc}	555.200	584.474	635.546	679.512	699.509	718.424
Pr_{PG}	1.0821	1.0821	1.0821	1.0821	1.0821	1.0821
Pr_C	11.5955	11.5955	11.5955	11.5955	11.5955	11.5955
Pr_{PL}	1.1041	1.1041	1.1041	1.1041	1.1041	1.1041
A_{ot}	$1.862 \cdot 10^4$	$1.862 \cdot 10^4$	$1.862 \cdot 10^4$	$1.862 \cdot 10^4$	$1.862 \cdot 10^4$	$1.862 \cdot 10^4$
V_t	85.899	85.899	85.899	85.899	85.899	85.899
R_{et}	$8.44 \cdot 10^5$	$8.44 \cdot 10^5$	$8.44 \cdot 10^5$	$8.44 \cdot 10^5$	$8.44 \cdot 10^5$	$8.44 \cdot 10^5$
ht	$3.523 \cdot 10^5$	$3.523 \cdot 10^5$	$3.523 \cdot 10^5$	$3.523 \cdot 10^5$	$3.523 \cdot 10^5$	$3.523 \cdot 10^5$
Ufc	201.345	205.069	211.019	215.652	217.626	219.424
Afc	249.747	245.211	238.297	233.178	231.062	229.169
$DTLM_{wsat}$	60.3264	60.3264	60.3264	60.3264	60.3264	60.3264
$iif_{g_{ref}}$	$1.362 \cdot 10^4$	$1.362 \cdot 10^4$	$1.362 \cdot 10^4$	$1.362 \cdot 10^4$	$1.362 \cdot 10^4$	$1.362 \cdot 10^4$
h_{tc}	$1.89 \cdot 10^8$	$1.89 \cdot 10^8$	$1.89 \cdot 10^8$	$1.89 \cdot 10^8$	$1.89 \cdot 10^8$	$1.89 \cdot 10^8$
R_{tot}	0.0123	0.0123	0.0123	0.0123	0.0123	0.0123
T_{W1}	450.810	450.810	450.810	450.810	450.810	450.810
T_{W2}	450.809	450.809	450.809	450.809	450.809	450.809

Tableau 05 : Résultats de calcul pour les six cas (Variation le nombre de tube et fixé le diamètre intérieure et l'extérieure de tube).

Calcul l'efficacité de chaque phase (gaz, condenseur et liquide) d'un échangeur à tubes et calandre :

$$(1) = (4) \Leftrightarrow \dot{m}_h C_{PhPG}(T_{hi} - T_{h\ sat}) = \dot{m}_c C_{PC}(T_{co} - T_{C2}) \quad (7)$$

$$(2) = (5) \Leftrightarrow \dot{m}_h i_{fg} = \dot{m}_{fg} C_{fg} T_{sat} = \dot{m}_c C_{PC}(T_{C2} - T_{C1}) \quad (8)$$

$$(3) = (6) \Leftrightarrow \dot{m}_h C_{PhPL}(T_{h\ sat} - T_{ho}) = \dot{m}_c C_{PC}(T_{C1} - T_{Ci}) \quad (9)$$

$$\dot{m}_h C_{PhPG} = 3 * 2592.9 \Rightarrow \dot{m}_h C_{PhPG} = 7778.7 \text{ W/K}$$

$$\dot{m}_{fg} C_{fg} \Rightarrow \dot{m}_{fg} C_{fg} = 4.05 * 2592.9 \Rightarrow \dot{m}_{fg} C_{fg} = 10501.245 \text{ W/K}$$

$$\dot{m}_c C_{PC} = 16 * 4207.5 \Rightarrow \dot{m}_c C_{PC} = 67320 \text{ W/K}$$

$$\dot{m}_h C_{PhPL} = 3 * 4325.1 \Rightarrow \dot{m}_h C_{PhPL} = 12975.3 \text{ W/K}$$

Méthode du NUT:

On trouve que C_r est égal à :

$$C_{rPG} = \frac{C_{PG\ min}}{C_{PG\ max}}$$

$$C_{rc} = \frac{C_{c\ min}}{C_{c\ max}}$$

$$C_{rPL} = \frac{C_{PL\ min}}{C_{PL\ max}}$$

On fait l'application numérique :

$$C_{rPG} = \frac{7778.7}{67320} \Rightarrow C_{rPG} = 0,1155$$

$$C_{rc} = \frac{10501.245}{67320} \Rightarrow C_{rc} = 0,156$$

$$C_{rPL} = \frac{12975.3}{67320} \Rightarrow C_{rPL} = 0,1927$$

Coefficient de transfert de chaleur

1. Phase gaz

$$U_{PG} = \frac{Q_{PG}}{A_{PG}\Delta T_{LMPG}} \quad (19)$$

$$\Rightarrow U_{PG} = \frac{33760}{20 \times 83.0543} \quad \Rightarrow U_{PG} = 20.324 \text{ W/m}^2\text{K}$$

2. Phase condensation

$$U_C = \frac{Q_C}{A_C\Delta T_{LMC}} \quad (20)$$

$$\Rightarrow U_C = \frac{6067080}{20 \times 120.6529} \quad \Rightarrow U_C = 251.427 \text{ W/m}^2\text{K}$$

3. Phase liquide

$$U_{PL} = \frac{Q_{PL}}{A_{PL}\Delta T_{LMPL}} \quad (21)$$

$$\Rightarrow U_{PL} = \frac{268070}{20 \times 161.9646} \quad \Rightarrow U_{PL} = 82.755 \text{ W/m}^2\text{K}$$

On calcul **NUT** sous la forme :

$$\mathbf{NUT} = \frac{U.A}{C_{min}}$$

On fait l'application numérique :

$$\mathbf{NUT}_{PG} = \frac{20.324 \times 20}{7778.7} \Rightarrow \mathbf{NUT}_{PG} = \mathbf{0.052}$$

$$\mathbf{NUT}_c = \frac{251.427 \times 20}{10501.245} \Rightarrow \mathbf{NUT}_c = \mathbf{0.478}$$

$$\mathbf{NUT}_{PL} = \frac{82.755 \times 20}{12975.3} \Rightarrow \mathbf{NUT}_{PL} = \mathbf{0.127}$$

L'efficacité d'un échangeur :

$$E = \frac{e^{-NUT(1-C_r)} - 1}{C_r e^{-NUT(1-C_r)} - 1}$$

On fait l'application numérique :

$$E_{PG} = \frac{e^{-0.0522(1-0.1155)} - 1}{0.1155 e^{-0.0522(1-0.1155)} - 1} \Rightarrow E_{PG} = \mathbf{0.0507} = \mathbf{5.076\%}$$

$$E_c = \frac{e^{-0.4788(1-0.156)} - 1}{0.156 e^{-0.4788(1-0.156)} - 1} \Rightarrow E_c = \mathbf{0.3711} = \mathbf{37.11\%}$$

$$E_{PL} = \frac{e^{-0.1275(1-0.1927)} - 1}{0.1927e^{-0.1275(1-0.1927)} - 1} \Rightarrow E_{PL} = 0.1184 = 11.84\%$$

La deuxième partie, nous avons calculé le bilan énergétique dans les trois phases de l'échangeur. Nous considérons les échangeurs de chaleur à tubes et calandre avec une seule couche sur la coque du tube, les échangeurs de chaleur peuvent être divisés en trois sous-sections (voir Fig. II.1) en fonction de la phase fluide chaude: i) section avec phase vapeur (GP); ii) section avec condensation (C); et iii) section avec phase liquide (LP). Ensuite faire varier les deux diamètres (intérieur et extérieur) et fixé le nombre des tubes six fois, ensuite nous avons fait varier le nombre des tubes six fois et fixé les deux diamètres (intérieur et extérieur) pour voir l'effet de leurs variations sur les caractéristiques de l'échangeur.

En conclusion dans la deuxième partie, nous avons constaté que le nombre d'unités de transfert inférieur à un ($NUT < 1$) et dans la théorie, le nombre d'unités de transmission de chaleur permet d'évaluer le transfert de chaleur d'un échangeur, plus le nombre d'unités de transmission de la chaleur est grand, plus l'échangeur de chaleur se rapproche de sa limite thermodynamique.

- Si l'échangeur a un nombre d'unités de transfert trop petit ($NUT < 1$), l'échange est peu efficace.
- Si le nombre d'unités de transfert NUT est assez grand ($NUT > 1$), l'échange est très efficace et l'échangeur est largement dimensionné pour le débit de produit.

Le calcul du nombre d'unités de transfert nous a permis de mieux définir et de mieux qualifier les échangeurs étudiés. En effet, nous avons obtenu un pourcentage d'efficacité de 85%, un taux considérable qui nous renseigne bien sur la haute performance de l'installation.

Le nombre d'unités de transmission de chaleur permet d'évaluer le transfert de chaleur d'un échangeur, plus le nombre d'unités de transmission de la chaleur est grand, plus l'échangeur de chaleur se rapproche de sa limite thermodynamique.

En conclusion que nous avons trouvé les résultats concernant le nombre d'unités de transfert pour les trois phases (gaz, condenseur et liquide) a un nombre d'unités de transfert trop petit ($NUT_{PG}=0.052$, $NUT_C=0.478$ et $NUT_{PL}=0.127$) les trois ($NUT < 1$), mais NUT dans le cas de condenseur égale à **0.478** l'échange est peu efficace. L'efficacité ($E_C= 37.11\%$ de condenseur) est acceptée et dans les normes l'efficacité varie à presque 0.9 dans le cas de l'échangeur contre courant, meilleur de tout.

Conclusion Générale

Conclusion :

Les échangeurs de chaleur sont largement utilisés dans l'industrie, saisissant jusqu'à 75% du marché. Par conséquent, le transfert de chaleur et le débit de fluide au sein de ces échangeurs de chaleur ont fait l'objet de nombreuses études et de nombreuses relations empiriques permettent d'estimer leurs performances.

L'étude présentée dans ce mémoire s'intègre dans le calcul des échangeurs thermiques avec changement de phases. Ce dernier est effectué sur un condenseur, utilisant un fluide frigorigène l'eau. L'objectif de cette étude est d'améliorer les connaissances en matière de transfert de chaleur dans les échangeurs à tubes et calandre tubulaire fonctionnant en régime de changement de phase (condensation).

Comme nous considérons les échangeurs de chaleur à tubes droits avec une seule couche sur la coque du tube, les échangeurs de chaleur peuvent être divisés en trois sous-sections (voir Fig. II.1) en fonction de la phase fluide chaude: i) section avec phase vapeur (GP); ii) section avec condensation (C); et iii) section avec phase liquide (LP). Dans ce mémoire nous avons étudié deux parties, Ensuite faire varier la des deux diamètres (intérieur et extérieur) et nous avons fixé les nombre des tubes pour le première cas et dans le deuxième cas nous avons fixé deux diamètres (intérieur et extérieur) et faire varier les nombre des tubes pour voir l'effet de leurs variations sur les caractéristiques de l'échangeur conçu.

En conclu que nous avons trouvé les résultats parfait concerné le nombre d'unité de transfert ($NUT=0.865$), l'échangeur a un nombre d'unités de transfert trop petit ($NUT<1$). l'échange est peu efficace. D'autre part le calcul de L'efficacité ($E= 0.55$) est accepté et dans les normes l'efficacité varie à presque 0.9 dans le cas de l'échangeur contre-courant, meilleur de tout.

Références
Bibliographiques

Référence bibliographie :

- [1] T. Slimane ; la remise en services de l'échangeur E1505 comme palliatif à l'arrêt de la colonne de stabilisation DA4501 ; projet de formation d'induction (2015).
- [2] D. Nadjemeddine, Simulation d'une conception d'un échangeur a faisceau et calandre, mémoire de master en génie mécanique énergétique et l'environnement, université de Annaba (2017).
- [3] T. Farid, étude comportement dynamique et thermique de deux écoulements du fluide dans un échangeur de chaleur, Mémoire de Master en Génie Energétique- (2013).
- [4] M. Maroua -Dimensionnement dune changeur a tube et calandre de l'unité décarbonatation du complexe GL1 Skikda, universités de Annaba (2017)
- [5] S. Sall ; Introduction général échangeur de chaleur ; Mémoire de fin d'étude ; université de Tlemcen (2014).
- [6] P.Wuithier- Le Raffinage et génie chimique, Tome II- 2emeEdition-Edition TECHIP-Paris –France (1972).
- [7] S. Sall ; dimensionnement de l'échangeur à faisceau et calandre; Mémoire de fin d'étude ; université de Tlemcen (2014)
- [8] Mémoire-Amine A. Nehari- Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques, université de Tlemcen - département de physique (2011)
- [9] Benoit Allen and Louis Gosselin, Optimal geometry and flow arrangement for minimizing the cost of shell-and-tube condensers, Département de génie mécanique, Université Laval, Québec City, Canada G1KP4 (2008) 960-965