REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOGRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

CENTRE UNIVERSITAIRE « SALHI AHMED » DE NAAMA

INSTITUT DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE TECHNOLOGIE

MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : **Génie Mécanique**

Option : **Energétique**

Intitulé de Mémoire

Etude théorique et par simulation de l'influence des chicanes sur les performances d'un échangeur de chaleur tube-calandre

Présenté par :

SADEG Raouf

BACHIR Rayane Nadir

Soutenu publiquement le : 12/06/2018, devant le jury :

M.BELAABED Zakaria	MCB	CU Naama	Président
M. BOUNOUA Noureddine	MCB	CU Naama	**Encadreur**
M. MEJAHED Driss	MCB	CU Naama	Examinateur

Année universitaire 2017-2018

Remerciements

Nous remercions tout d'abord Dieu le tout puissant qui nous éclaire le bon chemin.

Nous remercions vivement et chaleureusement notre encadreur Monsieur BOUNOUA.N Professeur au centre universitaire Salhi Ahmed, pour nous avoir offert les conditions favorables et pour nous avoir parfaitement guidé tout le long de la réalisation de ce travail. J'ai particulièrement apprécié ses encouragements, ses conseils qui ont contribués à la réalisation de ce travail.

Nous tennons à remercier Monsieur M. KAID.N pour avoir accepté d'évaluer ce travail, et qui nous fait l'honneur d'accepter la présidence du jury.

Nos vifs remerciements vont aussi à Monsieur M.BELAABED.Z et Monsieur M.MEDJAHED .D pour avoir accepté d'examiner ce travail et de prendre part au jury.

Nos plus profonds remerciements vont à nos parents.

Tout au long de notre cursus, ils nous ont toujours soutenu, encouragé et aidé. Ils ont su nous donner toutes les chances pour réussir. Nous remercions vivement nos frères pour leur encouragements, et conseils..

Nous adressons, également, nos remerciements à nos enseignants et nos collègues.

A tous, nous tenons à exprimer nos sincères remerciements.

Dédicaces :

bachir rayane nadir

A mes chers parents, pour tous leurs sacrifices, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études,

A mes chères sœurs …… pour leurs encouragements permanents, et leur soutien moral,

A mes chers frères, …….., pour leur appui et leur encouragement,

A toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire,

Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fuit de votre soutien infaillible,

Merci d'être toujours là pour moi.

Dédicaces :

Sadeg Raouf

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

A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et la reconnaissance. Maman je n'oublierai jamais ton regard plein d'amour pour moi, je n'oublierai jamais ce que tu as fait pour moi.

- A mon père qui m'encourageais.
- A ma chère grand-mère : Cherifa.
- A mes sœurs et mes frères : Boubaker ; Imad.

Nous nous dedie très chaleureusement ce travail à mon encadreur

Mr BONOUA et tous les enseignants et spécialement Mr KAID et les étudiants du département Génie Mécanique.

SOMMAIRE

introduction géneral 10
1 DESCRIPTION DÉTAILLÉ DE L'ÉCHANGEUR À FAISCEAU ET CALANDRE 12
1.1 Introduction: 12
1.2 Présentation de l'échangeur à faisceau et calandre: 12
1.2.1 Calandre 12
1.2.2 Faisceau 13
1.2.3 Assemblage faisceau-calandre: 16
1.2.3.1 Les échangeurs à plaques tubulaires fixes: 16
1.2.3.2 Les échangeurs à tète flottante : 16
1.2.3.3 Les échangeurs à tubes en U : 17
1.3 Distribution des températures dans un échangeur de chaleur à faisceau et calandre : 18
1.3.1 Données preliminaries: 18
1.3.2 Echangeurs co-courant: 18
1.3.3 Echangeurs à contre-courant: 22
1.3.3.1 Echangeurs à fluide isotherme: 26
1.4 Conclusion 28
2 DIMENSIONNEMENT DE L'ECHANGEUR TUBE-CALANDRE 30
2.1 Introduction : 30
2.2 II.1. Principe de calcul d'un échangeur à faisceau et calandre : 30
2.3 II.2.Méthode générale de calcul pour l'échangeur à faisceau et calandre : 31
2.3.1 II.2.1.La méthode de différence de température logarithmique moyenne : 31
2.3.1.1 Cas co-courant : 31
2.3.1.2 Cas contre courant : 33
2.3.2 II.2.2.Méthode NUT 34
2.3.2.1 Discours de la method: 34
2.3.2.2 Notion de pincement: 35
2.3.2.3 Le risque des croisements de températures : 36
2.3.2.4 La règle d'or : pincer sans croiser : 36
2.4 II.3.Calcul de dimensionnement 36
2.4.1 II.3.1.Calcul thermique : 36
2.4.1.1 Calcul du flux thermique maximum dans un échangeur : 36
2.4.1.2 Calcul de l'efficacité thermique : 37
2.4.1.3 Influence de la surface d'échange globale S : 37
2.4.1.4 Puissance thermique d'un échangeur à faisceau et calandre : 38
2.4.1.5 Le coefficient de transfert global K : 38
En désignant par : 38
2.4.1.6 Efficacité de l'échangeur en fonction du NUT : 39

2.4.2 Calcul hydraulique : 39
2.4.2.1 Etude des pertes de charge : 39
2.4.2.2 Perte de charge à l'intérieur des tubes : 40
2.4.2.3 Pertes de charge à l'extérieur des tubes 41
2.5 Conclusion 43
3 Etude analytique et par simulation 45
3.1 Introduction 45
3.2 Model géométrique : 45
3.2.1 Les caractéristiques géométriques du model : 47
3.2.2 Disposition des tubes dans la calandre 49
3.3 Calcul de vérification 49
3.3.1 Calcul du Coefficient d'échange global 49
3.3.1.1 Hypothèses et conditions aux limites 49
3.3.1.2 Côté du tube 50
3.3.1.3 Côté calandre 52
3.3.2 Méthode ε –NTU 53
3.4 Etude par simulation 54
3.4.1 Introduction 54
3.4.2 Position du problème 54
3.4.2.1 Équation de continuité : 54
3.4.2.2 Équation de Navier Stokes : 55
3.4.2.3 Équation d'énergie : 55
3.4.3 Résultats et discussion 56
3.4.3.1 Échangeur sans chicanes 56
3.4.3.2 échangeur avec demi-chicanes 57
3.4.3.3 échangeur avec chicanes 59
4 Conclusion générale: 61
5 Références bibliographie 62

Liste des figures

Figure 1-1 Schéma du mandrainage du tube dans la plaque tubulaire [13] 13
Figure 1-2 Disposition des tubes du faisceau [13] 14
Figure 1-3 Les différentes chicanes [13] 15
Figure 1-4 Echangeur à plaques tubulaires fixes 16
Figure 1-5 Echangeur à faisceau à tète flottant [11] 16
Figure 1-6 Types de tètes flottantes [13] 17
Figure 1-7 Echangeur à faisceau constituée par des tubes en U [13] ..... **Erreur ! Signet non défini.**
Figure 1-8 Schéma d'un échangeur co-courant [8] 18
Figure 1-9 Distribution des températures dans un échangeur Co-courant. [6] 22
Figure 1-10 Échangeur à contre-courant. [8] 23
Figure 1-11 Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant lorsque le fluide chaud commande le transfert (qtc < qtf). [8] 24

Figure 1-12 Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant lorsque le fluide froid commande le transfert. [8] 25
Figure 1-13 Echangeur à contre-courant avec qtc = qtf [8] 26
Figure 1-14 Distribution des températures dans un condenseur (à gauche) et dans un évaporateur (à droite). [8] 27
Figure 2-1 Echangeur à co-courant 31
Figure 2-2 échangeur à contre-courant 33
Figure 3-1 Représentation schématique de l'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire à un passage (1-1) à une paroi. 45
Figure 3-2 Dimensions de l'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire 1-1.[21] 46
Figure 3-3 model géométrique 46
Figure 3-4 disposition des tubes dans la calandre a-à pas carrée et b- à pas triangulaire.[21] 49
Figure 3-5 domaine fluide chaud (eau) coté tubes 50
Figure 3-6 domaine fluide froid (air) coté calandre 52
Figure 3-7 Efficacités en fonction du NUT d'un échangeur tube-calandre 54
Figure 3-8 lignes de courant échangeur sans chicanes 56
Figure 3-9 Profil de vitesse des deux fluides le long de l'échangeur 56
Figure 3-10 Profil de la température des fluides chaud et froid le long de l'échangeur 57
Figure 3-11 Pertes de charges dans les deux cotés chaud et froid 57
Figure 3-12 lignes de courant échangeur avec demi-chicanes 57
Figure 3-13 Profil de vitesse des deux fluides le long de l'échangeur 59
Figure 3-14 Profil de la température des fluides chaud et froid le long de l'échangeur 59
Figure 3-15 Pertes de charges dans les deux cotés chaud et froid 59
Figure 3-16 lignes de courant échangeur avec chicanes 59
Figure 3-17 Profil de vitesse des deux fluides le long de l'échangeur 59
Figure 3-18 Profil de la température des fluides chaud et froid le long de l'échangeur 59
Figure 3-19 Pertes de charges dans les deux cotés chaud et froid 59

Liste des tableaux

Tableau 3-1 caracteristiques geometriques du model d'échangeur 3D de COMSOL 48
Tableau 3-2 conditions aux limites 50
Tableau 3-3 propriétés thermo-physiques de l'eau à 80°C 50
Tableau 3-4 propriétés thermo-physiques de l'air en fonction de la température 52

Nomenclature

c_p: La capacité calorifique $J / Kg\,K$
D : Diamètre de tube m
U : Coefficient d'échange global $.W / \square^2 K$
F : Facteur correctif
e: Épaisseur de la paroi d'échange m
h: Coefficient de convection $W / \square^2 K$
L : Longueur caractéristique m
$\dot{m}$: Débit massique de fluide Kg /s
NuT : Nombre d'unité de transfert.
P: Puissance d'échange KW
ΔP: Perte de pression
ΔP_a : Perte de pression unitaires
ΔP_{ref} : Perte de pression relative à la référence
P_r : Nombre de Prandtl
Re : Nombre de Reynolds
S : Surface d'échange$\square^2$
T: Température K
T_{lim} : Température de la limite K
V : Vitesse moyenne du fluide m/s
x, y, z : Variable d'espace

***Lettre grecques*:**

Conductivité thermique $W/m.C$
ρ: Masse volumique Kg / m^2
μ: La viscosité dynamique Kg/ms
Q: Flux de chaleur W
ε: Emissivité thermique du matériau
v: La viscosité cinématique m^2/s
σ: Constante de Stefan $W / m^2.K^4$
q: La densité de flux de chaleur émis par le corps W / m^2

Indice :
a **:** Le fluide a
b **:** Le fluide b
c : Chaud
e : entrée
f : Froid
s : sortie

Résumé :

Dans les sociétés industrielles l'échangeur de chaleur est un élément essentiel pour la maitrise de l'énergie, les problèmes relevant de la thermo hydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des appareils. Pour cela, dans ce travail nous étudions théoriquement et numériquement le comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection forcée pour deux fluides pour améliorer les performances des échangeurs de chaleur tubes-calandre a l'aide du code « COMSOL5.3 », dans le cas simple, et le cas avec des chicanes dans la veine d'écoulement des fluides, pour avoir la différence entre ces deux cas, et pour voir la net amélioration des performances dans l'échangeurs de chaleur.

Mots clés : Echangeur de chaleur, tubes, calandre, chicanes, convection, code COMSOL 5.3.

Abstract :

In industrial companies the heat exchanger is an essential element for the control of the energy, the problems relating to the thermo hydraulic concern above all the thermal dimensioning of the apparatuses. For this purpose, in this work we theoretically and numerically study the dynamic and thermal behavior of a forced convection flow for two fluids to improve the performance of tube-shell heat exchangers using the code "COMSOL5.3", in the simple case, and the case with baffles in the flow vein of the fluids, to have the difference between these two cases, and to see the clear improvement in performance in the heat exchangers.

Key words: Heat exchanger, tubes, shell, baffles, COMSOL code 5.3, mesh.

ملخص :

عن طريق تمريرها في أنابيب الموائع درجة حرارة هو جهاز يُستخدم لتغيير لمبادل الحراري الغاز درجة حرارة يكون الوسط الآخر عالي الحرارة إذا أردنا رفع .تتخلل وسط آخر المرغوب رفع حرارته. كما يمكن تبريد السائل أو الغاز المطلوب تبريده بتمريره تمر في وسط آخر درجة حرارته منخفضة. عملية انتقال الحرارة من وسط إلى أنابيب في فمثلا . مبادل حراري والجهاز الذي تتم فيه العملية يسمى . تبادل حراري وسط آخر تسمي الغرفة عن طريق درجة حرارة عبارة عن مبادل حراري يقوم بتغيير تكييف الهواء جهاز مرور الهاء من خلال أنابيب تحمل غاز التبريد الباردة

الكلمات المفتاحية:

رمز COMSOL 5.3 مبادل حراري ، أنابيب ، قوقعة ، حواجز ،، شبك

Introduction Générale

INTRODUCTION GENERALE

L’échangeur de chaleur à faisceau tubulaire est l'un des échangeurs de chaleur les plus utilisés dans les industries de transformation (65% du marché selon la référence 1) et se trouvent couramment dans les raffineries de pétrole, les centrales nucléaires et d'autres grandes entreprises.

En outre, ils peuvent être trouvés dans de nombreux moteurs et sont utilisés pour refroidir le fluide hydraulique et l'huile. Dans cette application, deux fluides séparés à différentes températures circulent à travers l'échangeur de chaleur: l'un à travers les tubes (côté tube) et l'autre à travers la coque autour des tubes (côté coque). Plusieurs paramètres de conception et conditions de fonctionnement influencent les performances optimales d'un échangeur de chaleur à faisceau tubulaire.

L'objectif principal de ce travail est de voir l’influence des chicanes sur les performances d’un échangeur de chaleur à faisceau et calandre .Une étude analytique de vérification sera suivis d’une étude par simulation avec le code de calcul COMSOL version 5.3.

Pour cela notre mémoire est structuré en trois chapitres :

Le premier chapitre « DESCRIPTION DÉTAILLÉ DE L’ÉCHANGEUR À FAISCEAU ET CALANDRE » est consacré à une description de l’échangeur type TUBE-CALANDRE.

Dans le second chapitre « DIMENSIONNEMENT DE L’ECHANGEUR TUBE-CALANDRE » nous présentons la théorie de calcul des échangeurs tube-calandre.

Et finalement dans le 3eme chapitre « ETUDE ANALYTIQUE ET PAR SIMULATION » Nous présentons une étude analytique de vérification et une autre de simulation ou nous comparons les performances de notre model COMSOL 3D avec et sans chicanes.

Chapitre I

Description détaillé de l'échangeur à faisceau et calandre

1 DESCRIPTION DÉTAILLÉ DE L'ÉCHANGEUR À FAISCEAU ET CALANDRE

1.1 Introduction:

Selon plusieurs sources, les échangeurs avec faisceau et calandre représentent environ 60 % de l'utilisation totale de tous les échangeurs de chaleur. Ils sont employés dans les centrales électriques, thermiques et nucléaires, dans les usines chimiques, les raffineries de pétrole et les systèmes de réfrigération, dans l'industrie des pâtes et papiers et de l'alimentation et dans l'industrie pharmaceutique. L'ampleur des applications des échangeurs de chaleur dans les procédés chimiques va du milieu corrosif aux hautes pressions et températures. Les installations chimiques avec pression et température de plus de 30 bars et de 250 °C ne peuvent se passer de ce type d'échangeurs. [1]

L'appareil est constitué par un faisceau de tubes montés sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes. A chaque extrémité sont fixées les boites de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en plusieurs passes.

Le faisceau est loge dans une calandre, munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le second fluide qui circule a l'extérieur des tubes suivant le chemin impose par les chicanes.

Tous les éléments entrant dans la construction des échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation publiée par la T.E.M.A. (Standards of Tubulaire Echanger Manufacturer Association) qui spécifie les caractéristiques mécaniques et thermiques correspondant aux diverses conditions de fonctionnement. [2]

1.2 Présentation de l'échangeur à faisceau et calandre:

Comme son nom l'indique l'échangeur à faisceau et calandre est composée essentiellement de deux parties décrites ci-dessous :

1.2.1 Calandre

L'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres. Pour un diamètre nominal inferieur à 24, la calandre est constituée par un tube d'acier I.P.S. (Schedule 30 jusqu'à 12'' et 1 cm d'épaisseur entre 12 et 24''), pour des pressions de service inferieures à 20 kg/cm^2.

Au-delà de 24'', la calandre est réalisée à partir de plaques d'acier roulées et soudées. A chaque

extrémité sont soudées les brides qui porteront le couvercle et la boite de distribution. Les tubulaires d'entrée et de sortie sont soudées avec de renforcement ou non, selon la pression de service. Enfin la calandre pourra être équipée d'animaux pour le levage et portera la plaque d'identité de l'appareil. [1]

1.2.2 *Faisceau :*

Les tubes constituant le faisceau forment une classe spéciale

Les conditions de fonctionnement imposent le choix suivant du matériau : [4]

- acier au carbone pour usage général ;
- laiton amirauté pour les appareils travaillant avec de l'eau de mer ;
- aciers alliés pour les produits corrosifs et les températures élevées ;
- aluminium ou cuivre pour les très basses températures.

Les tubes sont fixes à chacune de leur extrémité par mandrinage (ou dudgeon nage) dans deux plaques tubulaires dans la figure ci-dessous.

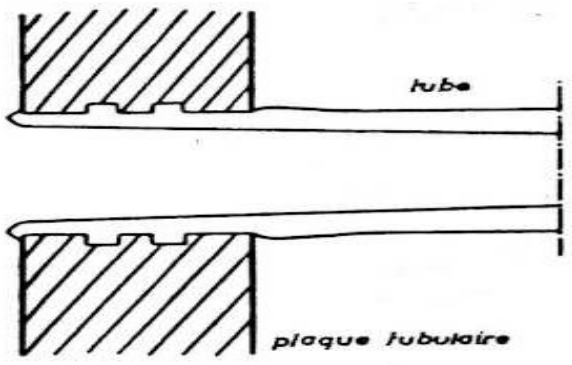
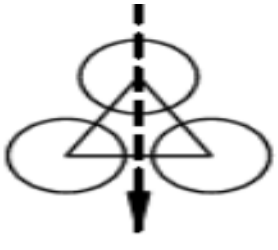
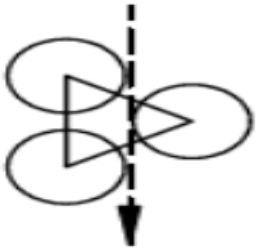


Figure 1-1 Schéma du mandrinage du tube dans la plaque tubulaire [13]

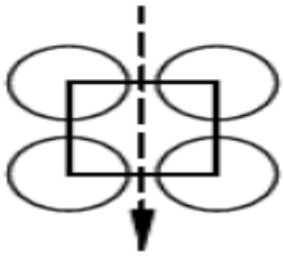
La perforation des trous dans ces plaques est normalisée ; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carre, soit au pas triangulaire. Compte tenu de ('orientation du faisceau par rapport a la direction générale du fluide circulant dans la calandre, on obtient les quatre dispositions de la figure suivante :



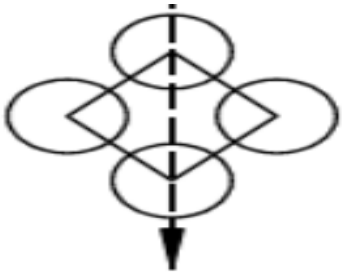
a. Pas triangulaire normal



b. Pas triangulaire renversé



c. Pas carré normal

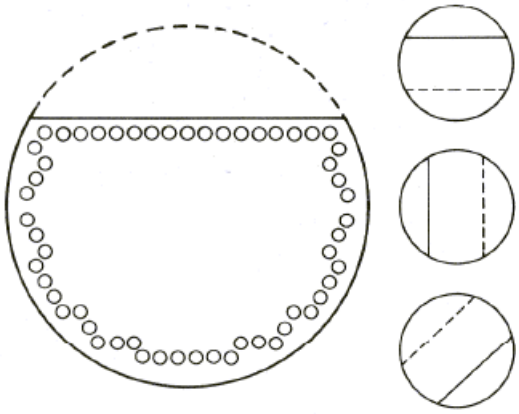


d. Pas carré renversé

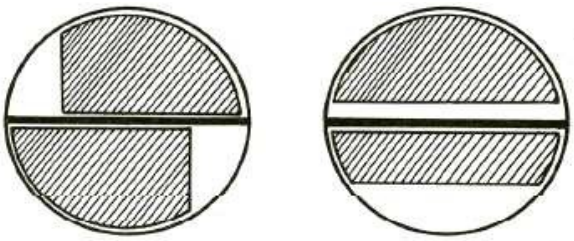
Figure 1-2 Disposition des tubes du faisceau [13]

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.

Le faisceau de tubes porte également des chicanes transversales qui ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre et d'améliorer ainsi le transfert à l'extérieur du tube par accroissement de la vitesse. Ces chicanes sont généralement constituées par un disque ayant un diamètre légèrement inferieur à celui de la calandre et comportant un segment libre dont l'aire représente 20 a 45% de la section totale. Des essais de normalisation tendent à imposer une hauteur du segment libre égale à 25% du diamètre intérieur D, de la calandre. L'espacement B entre chicanes qui conditionne directement la vitesse du fluide est compris entre Dc/5 et D, Ces chicanes assurent en outre la rigidité du faisceau et sont solidaires de la plaque tubulaire fixe au moyen de tirants et entretoises qui occupent la place de tubes. [5]



a : Chicane transversal du faisceau



b : Chicane horizontale du faisceau

Figure 1-3 Les différentes chicanes [13]

Dans certains cas, on utilise des chicanes longitudinales constituées par une simple tôle insérée au milieu du faisceau. Cette disposition oblige le fluide à effectuer un alter et retour dans la calandre et Ion a alors un appareil désigné par le terme e deux passes cote calandre ». La fuite inévitable entre la chicane et les génératrices de la calandre diminue sensiblement le bénéfice que l'on pourrait attendre d'un tel système.

Enfin, au niveau de la bride d'entrée de la calandre, on soude généralement sur le faisceau une plaque perforée qui brise le jet liquide et réduit ainsi l'érosion des tubes. [6]

1.2.3 Assemblage faisceau-calandre:

On distingue trois classes d'appareils :

1.2.3.1 Les échangeurs à plaques tubulaires fixes:

Celles-ci peuvent être directement soudées sur la calandre. De construction peu onéreuse, ces appareils permettent de loger le maximum de tubes à l'intérieur de l'enveloppe, mais ils ne peuvent être utilises que si la différence de température entre les fluides chaud et froid est suffisamment faible pour que la dilatation ou la contraction du faisceau soit acceptable. En outre, le nettoyage de l'extérieur des tubes ne peut s'effectuer que par voie chimique. Leur emploi en raffinerie reste donc très limité:

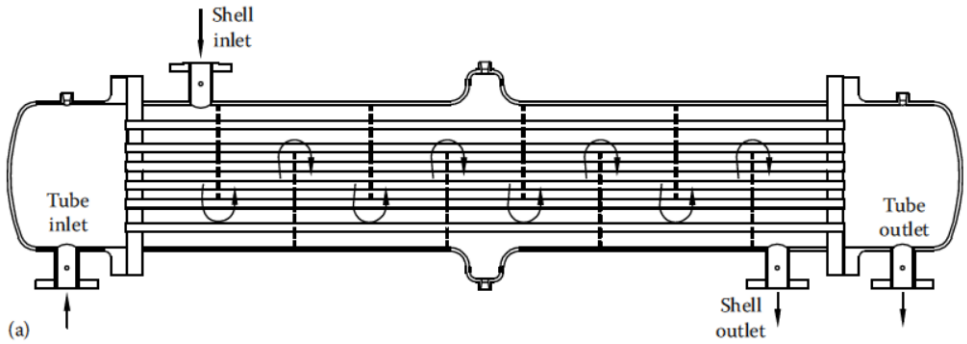


Figure 1-4 Echangeur à plaques tubulaires fixes

1.2.3.2 Les échangeurs à tète flottante :

L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boite de distribution. La seconde plaque, mettant l'expansion thermique du faisceau ainsi que son nettoyage mécanique, constituent la presque totalité des échangeurs utilisés en raffinerie :

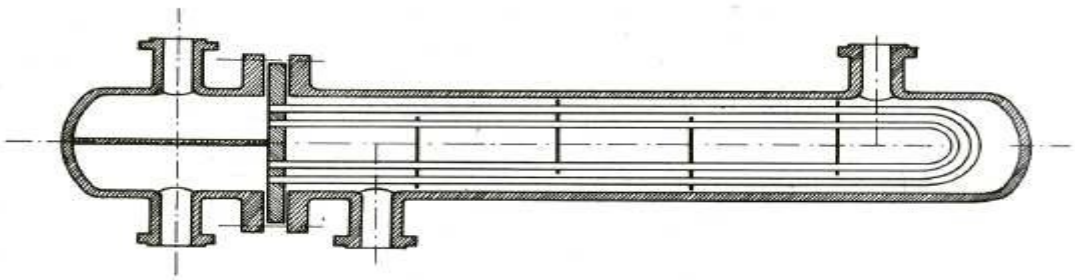


Figure 1-5 Echangeur à faisceau à tète flottant [11]

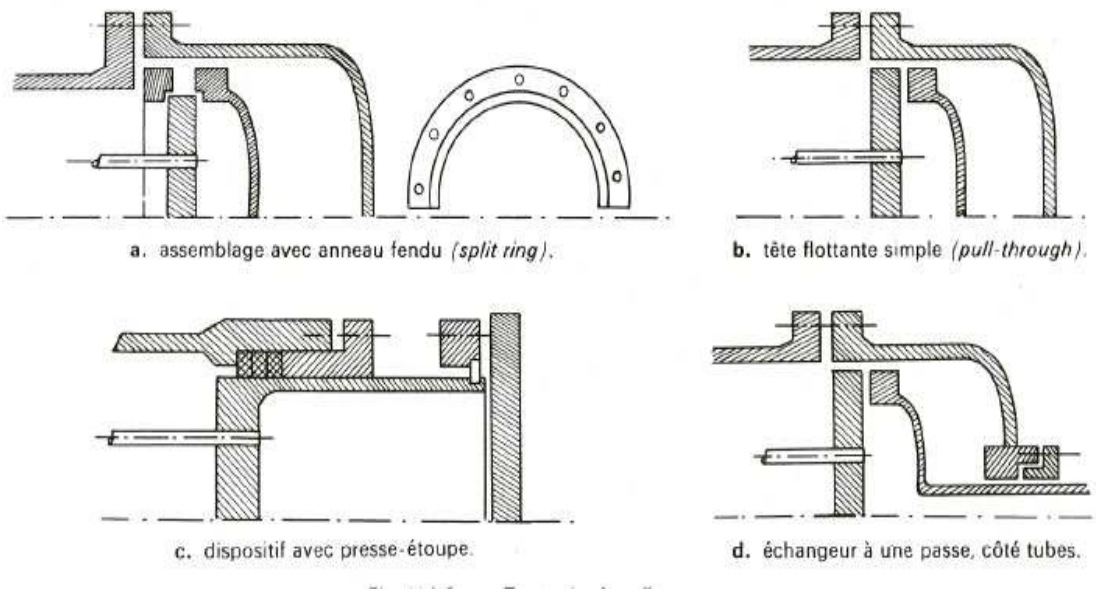


Figure 1-6 Types de têtes flottantes [13]

1.2.3.3 Les échangeurs à tubes en U :

L'utilisation de tubes coudés en forme d'épingles à cheveux supprime une plaque tubulaire, tout en conservant les propriétés d'expansion de la tête flottante. L'économie réalisée sur le coté dune plaque tubulaire est compensée par l'impossibilité de nettoyage mécanique de l'intérieur des tubes et un nombre de tubes plus faible que dans les autres appareils par suite du diamètre minimal de cintrage des tubes obligeant le constructeur a laisser un espace libre au centre du faisceau. Ces faisceaux seront surtout utilisés dans les rebouilleurs à vapeur.

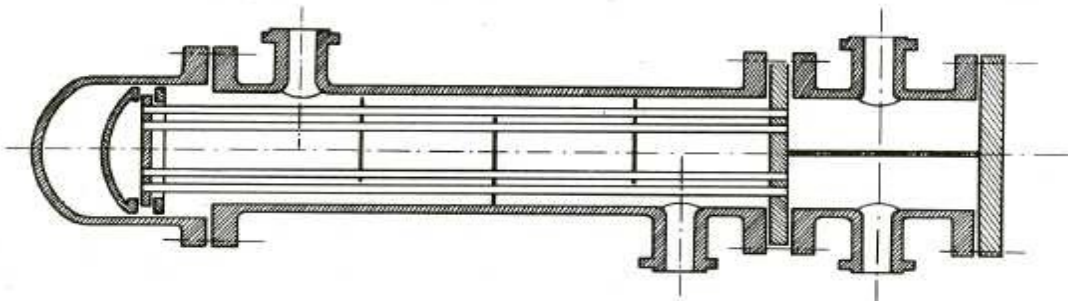


Figure 1-7 Echangeur à faisceau constituée par des tubes en U [13]

1.3 Distribution des températures dans un échangeur de chaleur à faisceau et calandre :

Les échangeurs à courants parallèles sont des appareils géométriquement simples où le champ de température peut être considéré comme unidimensionnel. Bien que leur usage soit relativement limités, ils fournissent des renseignements physiques intéressants et constituent en quelque sorte des modèles de référence pour les autres échangeurs. [10]

On rencontre parmi les échangeurs à courants parallèles : des échangeurs à plaques, des échangeurs bitubes et des échangeurs à faisceau de tubes et calandre. Dans tous les cas le profil de la paroi qui sépare les fluides est rectiligne dans le sens des écoulements. [10]

Par conséquent décrire la distribution des températures dans ce type d'échangeur correspond également à l'étude de la distribution des températures dans l'échangeur à faisceau et calandre

1.3.1 Données preliminaries:

Nous ne considérons ici que des échangeurs parfaitement isolés sur toute leur surface extérieure.

Les notations utilisées dans toute la suite sont rappelées ci-dessous :

Fluide chaud : indices c

Fluide froid : indice f

Entrée: indice e

Sortie : indice s

Surface d'échange mesurée depuis l'entrée du fluide chaud : S (joue le rôle d'une abscisse)

Surface totale d'échange : Σ

Coefficient local d'échange à travers la paroi : k

Débit massique : q_m

Débit thermique unitaire qt= qm Cp (en W/K)

Sauf précision contraire, les températures T sont des températures de mélange

1.3.2 Echangeurs co-courant:

La figure ci-dessous

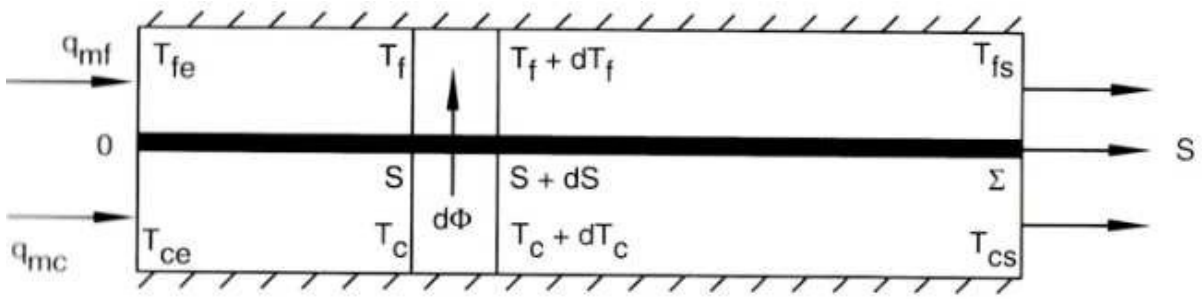


Figure 1-6 Schéma d'un échangeur co-courant [8]

Considérons une tranche de l'échangeur correspondant à une surface d'échange dS. Dans cette tranche, le fluide chaud passe à la température T_c à $T_c + dT_c$ et le fluide froid de T_f à T_f+dT_f. Le flux $d\Phi$ traversé à travers dS est :

$$d\Phi = k(T_c - T_f)dS \qquad (I.1)$$

Entre S et S+dS, soit :
Pour le fluide chaud ($dT_c < 0$)

$$d\Phi = -q_{mc}C_{pc}dT_c \qquad (I.2)$$

Pour le fluide froid ($dT > 0$)

$$d\Phi = -q_{mf}C_{pf}dT_f \qquad (I.3)$$

Il est commode d'introduire ici la notion de débit thermique unitaire q_t (ou début de capacité calorifique) :

$$q_t = q_m C_p \quad \text{en} \quad W/K \tag{I.4}$$

Ce paramètre important représente la variation du début d'énergie transportée par le fluide lorsque la température de celui-ci varie de un degré.

Les équations (I.2) et (I.3) s'écrivent donc maintenant :

$$d\Phi = -q_{tc} dT_c = q_{tf} dT_f \tag{I.5}$$

Et l'on voit dès à présent que la plus forte variation de température sera subie par le fluide qui a le plus petit débit thermique unitaire. On dit que ce fluide commande le transfert.

$$\frac{dT_c}{T_c - T_f} = -\frac{k}{q_{tc}} dS \tag{I.6}$$

$$\frac{dT_f}{T_c - T_f} = \frac{k}{q_{tf}} dS \tag{I.7}$$

Et en soustrayant (I.7) et (I.6)

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) k \, dS \tag{I.8}$$

Adoptons l'hypothèse : k= c^{ste} dans l'échangeur. Alors l'équation (I.8) s'intègre immédiatement :

$$T_c - T_f = e^{-\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) k \, dS} \tag{I.9}$$

Pour S=0, $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$, d'où :

$$\frac{T_c - T_f}{T_{ce} - T_{fe}} = e^{-\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) kS} \tag{I.10}$$

En particulier, à la sortie de l'échangeur, on a $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$ et S = Σ surface totale d'échange, de sorte que :

$$\frac{T_{cs}-T_{fs}}{T_{ce}-T_{fe}} = e^{-\left(\frac{1}{q_{tc}}+\frac{1}{q_{tf}}\right)k\Sigma} \qquad (I.11)$$

On voit donc, d'âpres (I.9) que l'écart de température $T_c - T_f$ est une fonction exponentielle Décroissante de la surface d'échange S, et que $Tc - Tf \rightarrow 0$ quand $S \rightarrow \infty$,

cette propriétés étant à priori évidente.

Examinons maintenant séparément les évolutions de T_c et T_f. De (I.6) et (I.9) on tire d'abord, en multipliant membre à membre

$$\frac{dT_c}{T_{ce}-T_{fe}} = -\frac{k}{q_{tc}} e^{\left\{-\left(\frac{1}{q_{tc}}+\frac{1}{q_{tf}}\right)kS\right\}} dS \qquad (I.12)$$

Soit :

$$\frac{dT_c}{T_{ce}-T_{fe}} = \frac{q_{tf}}{q_{tc}+q_{tf}} e^{\left\{-\left(\frac{1}{q_{tc}}+\frac{1}{q_{tf}}\right)kS\right\}} + \text{cste}$$

Pour S=0, $T_c = T_{ce}$, d'où :

$$cte = \frac{T_{ce}}{T_{ce}-T_{fe}} - \frac{q_{tf}}{q_{te}-q_{tf}}$$

Et en regroupant :

$$\frac{T_c-T_{ce}}{T_{ce}-T_{fe}} = -\frac{q_{tf}}{q_{tc}+q_{tf}}\left\{1 - e^{\left(-\left[\frac{1}{q_{tc}}+\frac{1}{q_{tf}}\right]kS\right)}\right\} \qquad (I.13)$$

La température du fluide chaud est donc une exponentielle décroissante de S. On obtient de même, en partant de (I.7) et (I.9) :

$$\frac{T_f-T_{fe}}{T_{ce}-T_{fe}} = \frac{q_{tc}}{q_{tc}+q_{tf}}\left\{1 - e^{\left(-\left[\frac{1}{q_{tc}}+\frac{1}{q_{tf}}\right]kS\right)}\right\} \qquad (I.1)$$

Les températures de sortie des deux fluides sont déterminées en faisant S= Σ (surface totale d'échange) dans les relations (I.13) et (I.14).

Si $S \to \infty$, d'âpres (II.9) les températures T_c et T_f tendent vers une même limite $T\infty$ Qui a pour valeur, en la calculant par exemple avec (I.14)

$$T_\infty = T_{fe} + \frac{q_{tc}}{q_{tc} + q_{tf}}(T_{ce} - T_{fe})$$

$$T_\infty = \frac{q_{tc}T_{ce} + q_{tf}T_{fe}}{q_{tc} + q_{tf}} \qquad (I.15)$$

Cette expression représente la température de mélange des deux fluides : c'est celle que l'on obtiendrait en supprimant la paroi et en mêlant les deux courants.

L'évolution de T_c et T_f est représentée sur la figure ci-dessous : la concavité de T_c est tournée vers le haut ($d^2T_c/dS^2 > 0$) cependant que celle de T_f est tournée vers le bas ($d^2T_f/dS^2 < 0$).

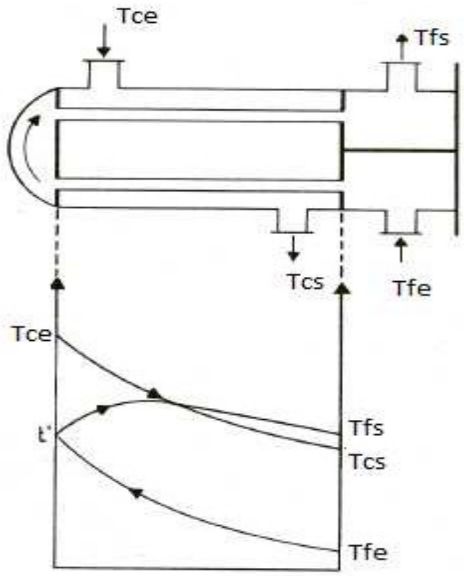


Figure 1-7 Distribution des températures dans un échangeur Co-courant. [6]

On notera que le flux d$ transférée à travers dS étant proportionnel à T_c - T_f, il est également proportionnel à l'aire hachurée sur la figure ci-dessus. La puissance totale de l'échangeur est donc elle-même proportionnelle à l'aire délimitée par les deux courbes $T_c(S)$ et $T_f(S)$.

1.3.3 *Echangeurs à contre-courant:*

Caractères généraux

L'entrée du fluide chaud est maintenant contigüe à la sortie du fluide froid et vice-versa.

Nous supposons toujours que la surface extérieure de l'appareil est parfaitement isolée, et nous choisissons comme sens des abscisses S le sens d'écoulement du fluide chaud : pour une variation $dS > 0$ de S on a donc toujours $dT_c < 0$ (T_c décroit dans cette direction) mais également $dT_f < 0$ [puisqu'on se dirige vers l'entrée du fluide froid. La relation (II.5) est donc remplacée

par :

$$d\Phi = -q_{tc}dT_c = -q_{tf}dT_f \tag{I.16}$$

Avec, bien entendu l'équation (I.1) :

$$d\Phi = k(T_c + T_f)dS$$

Les principaux paramètres qui interviennent dans le calcul sont répertoriés sur la figure ci-dessous, où l'on a fixé l'origine S=0 à l'entrée du fluide chaud.

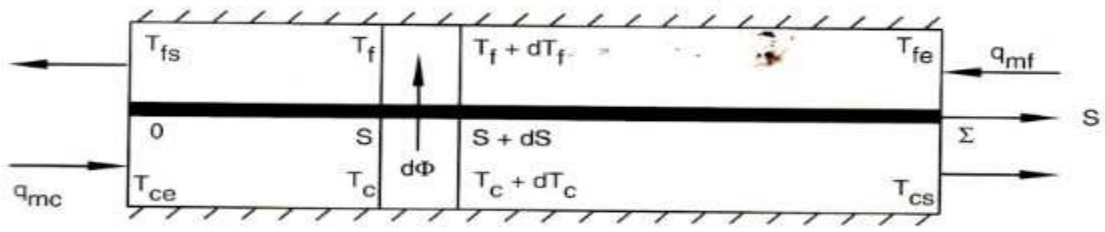


Figure 1-8 Échangeur à contre-courant. [8]

On obtient finalement :

$$\frac{T_c - T_f}{T_{ce} - T_{fs}} = e^{\left\{-\left(\frac{1}{q_{tc}} - \frac{1}{q_{tf}}\right)kS\right\}} \tag{I.17}$$

$$\frac{T_c - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fs}} = \frac{q_{tf}}{q_{tf} - q_{tc}}\left\{e^{-\left(\frac{1}{q_{tc}} - \frac{1}{q_{tf}}\right)kS} - 1\right\} \tag{I.18}$$

$$\frac{T_c - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fs}} = \frac{q_{tc}}{q_{tf} - q_{tc}}\left\{e^{-\left(\frac{1}{q_{tc}} - \frac{1}{q_{tf}}\right)kS} - 1\right\} \tag{I.19}$$

DESCRIPTION DÉTAILLÉ DE L'ÉCHANGEUR À FAISCEAU ET CALANDRE

Les conditions aux limites sont :

- Pour S=0 : $T_c = T_{ce}, T_f = T_{fs}$
- Pour S=Σ : $T_c = T_{cs}, T_f = T_{fe}$

Contrairement au cas de l'échangeur Co-courant, il y a ici trois situations possibles selon que l'on a :

$$q_{tc} < q_{tf} \text{ ou } q_{tc} = q_{tf} \text{ ou } q_{tf} < q_{tc}$$

Cas ou $q_{tc} < q_{tf}$

Plaçons nous d'abord dans le cas où le fluide chaud qui a le plus petit débit thermique unitaire : c'est donc lui qui ''commande le transfert''

Alors, l'examen des expressions (I.18) et (I.19) montre que $d^2T_c/dS^2 > 0$ et $d^2T_f/dS^2 > 0$: les concavités des deux courbes de températures sont tournées vers le haut (figure ci-dessous)

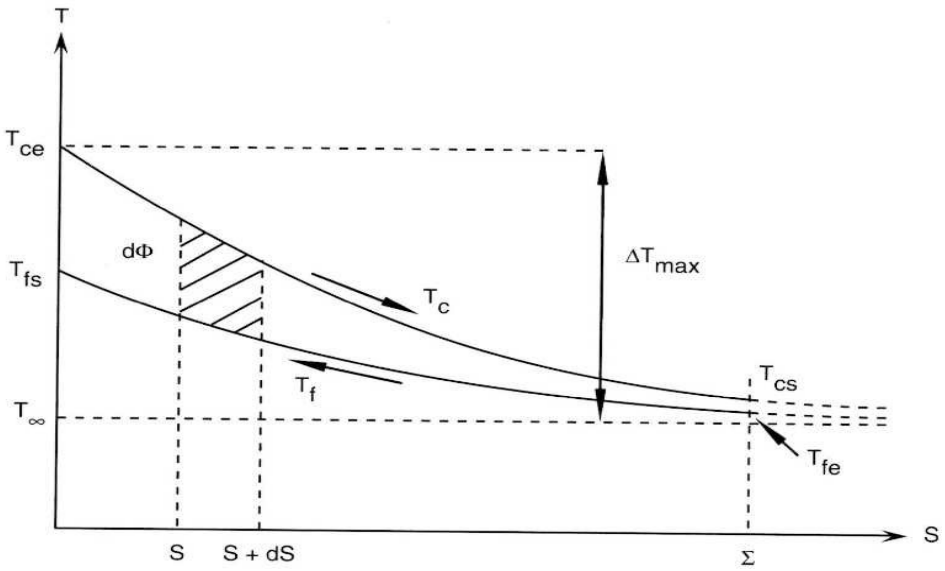


Figure 1-9 Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant lorsque le fluide chaud commande le transfert (qtc < qtf). [8]

En outre, lorsque $S \to \infty$, T_c T_f tendent vers une valeur asymptotique commune T_∞ :

$$T_\infty = \frac{q_{tf}T_{fs} - q_{tc}T_{ce}}{q_{tf} - q_{tc}} < T_{fe} \text{ et } T_{cs} \qquad \text{(I.21)}$$

On a maintenant $d^2T_c/dS^2 < 0$ et $d^2T_f/dS^2 < 0$: la concavité des courbes T_c et T_f est tournée vers le bas (fig. I.10).

Si l'échangeur est infiniment long, la température de sortie du fluide chaud est égale à la température d'entrée du fluide froid.

Cas ou $q_{tf} < q_{tc}$

Ici c'est le fluide froid qui ''commande le transfert'' puisqu'il a le plus petit débit thermique unitaire.

Considérons un instant S comme une variable définie sur$]-\infty,+\infty[$. Lorsque $S \to -\infty$, T_c et T_f tendent vers une

limite commune T_∞ :

$$T_\infty = \frac{q_{tf}T_{fs} - q_{tc}T_{ce}}{q_{tf} - q_{tc}} > T_{ce} \text{ et } T_{fs}$$

Expression identique à (I.21). En outre, $T_c - T_f \rightarrow 0$.

Concrètement, cela signifie que l'écart de température entre les fluides est minimal du coté de l'entrée du fluide chaud, et que cet écart est d'autant plus petit que la surface d'échange Σ est plus grande (fig.I.10).

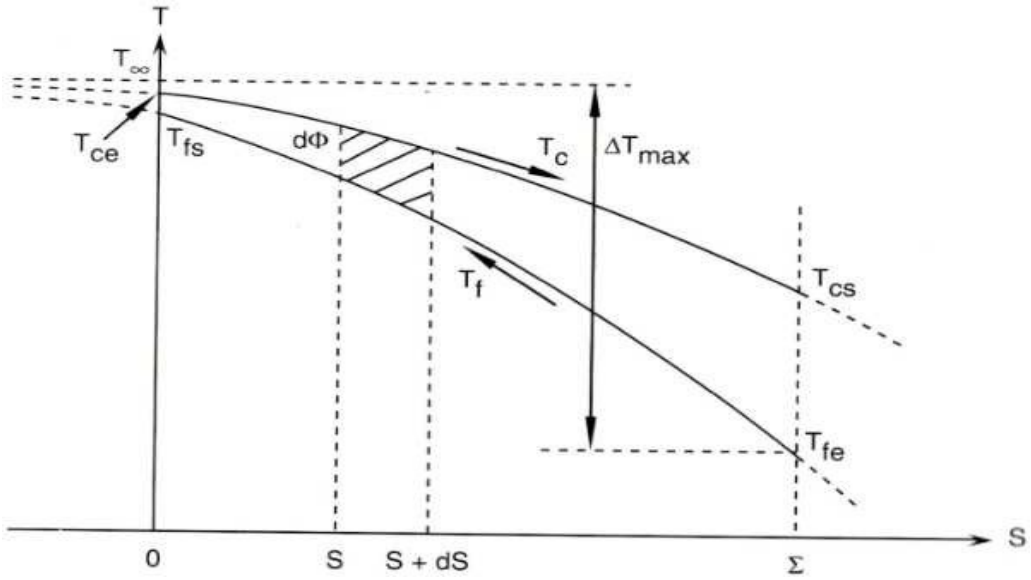


Figure 1-10 Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant lorsque le fluide froid commande le transfert. [8]

Pour un échangeur infiniment long, la température de sortie du fluide froid est égale à la température d'entrée du fluide chaud.

Cas ou $q_{tf} <= q_{tc}$

Les deux fluides ont le même débit thermique unitaire. On voit d'abord immédiatement que, d'âpres (I.18) :

$$T_c - T_f = \text{cste} = T_{cc} - T_{fs} \qquad \text{(I.22)}$$

D'autre part, faisons $q_{tc} \rightarrow q_{tf}$ dans l'équation (I.18). En développant l'exponentielle au premier ordre, il vient :

$$\frac{T_c - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fs}} \simeq \frac{q_{tf}}{q_{tf} - q_{tc}}\left(-\frac{1}{q_{tf}} + \frac{1}{q_{tc}}\right)kS = -\frac{kS}{q_{tc}} \qquad \text{(I.23)}$$

Et de meme pour T_f

A la limite, lorsque $q_{tc} = q_{tf} = q_t$, on a:

$$\frac{T_c - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fs}} = -\frac{T_f}{T_{ce}} + \frac{T_{fs}}{T_{fs}} = -\frac{kS}{q_t} \qquad \text{(I.24)}$$

Les températures T_c et T_f sont des fonctions linéaires de S, représentées par deux droites parallèles (fig. I.11)

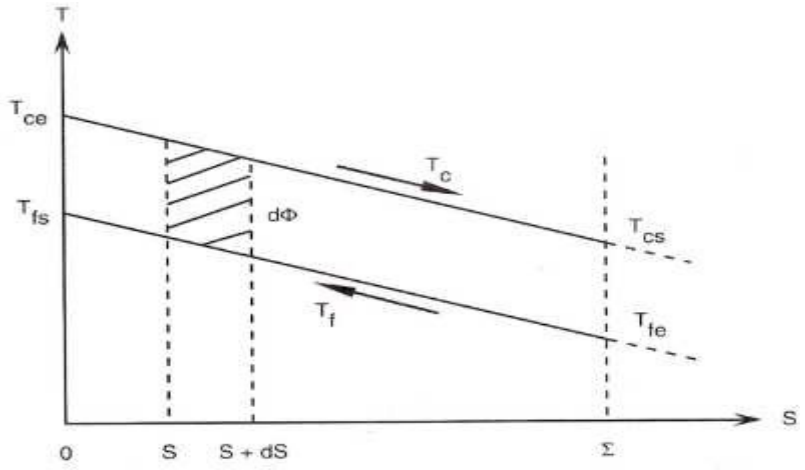


Figure 1-11 Echangeur à contre-courant avec qtc = qtf [8]

Deux remarques :

Pour conclure sur les échangeurs à contre-courant, soulignons deux points : [8]

- Comme avec les échangeurs co-courant, la puissance de l'appareil est proportionnelle à l'aire délimitée par les courbes T_c et T_f (sur les figures I.7, 9, 10,11 on a symbolisé par une surface hachurée le flux local **dϕ** à travers un élément de surface dS).
- Dans les trois cas examinés il est possible d'avoir $T_{fs} > T_{cs}$, ce qui est une disposition formidable, irréalisable dans un échangeur co-courant (fig. I.7)

1.3.3.1 Echangeurs à fluide isotherme:

Il arrive que l'un des fluides ait une une température quasi-uniforme dans l'échangeur, et même qu'il impose cette température à la paroi si le coefficient d'échange est assez élève. Cela se produit généralement lorsque le fluide subit un changement de phase, c'est-à-dire dans les condenseurs ou les évaporateurs. On a ainsi : $T_c \simeq$ cste dans un condenseur et $T_f \simeq$ cste dans un évaporateur. [8]

La distinction entre écoulements de type co-courant ou contre courant n'a plus ici de raison d'être, car le sens de circulation du fluide non isotherme est maintenant sans importance.

Regardons par exemple le problème du condenseur. Partant des équations (I.1) et (I.5) qui

expriment le flux échangé à travers un élément de surface dS, nous avons :

$$d\phi = k\,(T_c - T_f)dS = q_{tf}\,dT_f \qquad (I.25)$$

Et d'autre part, puisque $T_c \simeq$ cste dans un condenseur, nous pouvons écrire :

$$dT_f = -d(T_c - T_f) \qquad (I.26)$$

D'où :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\frac{k}{q_{tf}}\,dS \qquad (I.27)$$

$$T_c - T_f = e^{\left(-\frac{k}{q_{tf}}S\right)} * cste \qquad (I.28)$$

Sachant que $T_f = T_{fc}$ pour S = 0, on obtient la distribution de température T_f (fig. I.12)

$$\frac{T_f - T_{fe}}{T_c - T_{fe}} = 1 - e^{\left(-\frac{kS}{q_{tf}}\right)} \qquad (I.29)$$

De même, dans un évaporateur, on a (fig. I.12) :

$$\frac{T_c - T_{ce}}{T_{ce} - T_f} = -\left\{1 - e^{\left(-\frac{kS}{q_{tc}}\right)}\right\} \qquad (I.30)$$

D'un point de vue pratique, le rapprochement de (I.29) et de (I.14) ou (I.19) montre que pour le condenseur, l'hypothèse $T_c \simeq$ cste est équivalente à la condition $q_{tc} \to \infty$ (c'est-à-dire en fait q_{tc} >> q_{tf}) ; symétriquement, avec un évaporateur, $T_f \simeq$ cste peut être remplacée par q_{tf} c

On retrouve cette approximation dans d'autres applications, par exemple lorsqu'on calcule les déperditions thermiques dans une cheminée : dans la méthode recommandée par le Centre Scientifique et Technique du bâtiment, on admet q_{tf} (air extérieur) >> q_{tc} (fumées). [8]

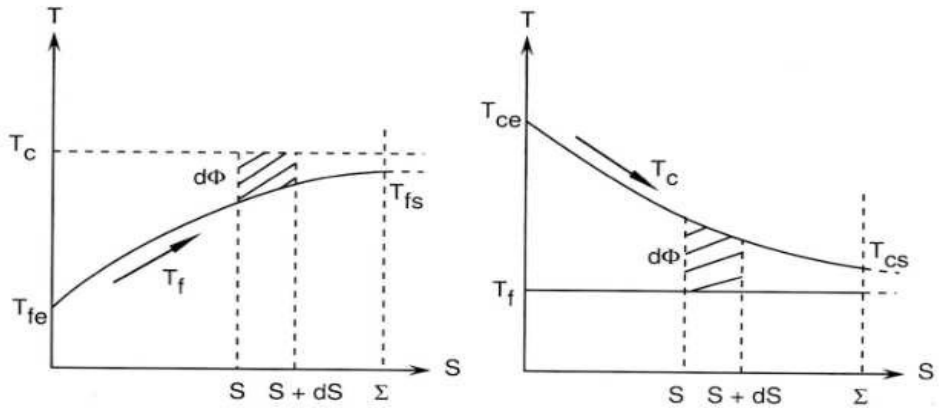


Figure 1-12 Distribution des températures dans un condenseur (à gauche) et dans un évaporateur (à droite). [8]

1.4 Conclusion

L'échangeur à faisceau et calandre fait parti de la famille des échangeurs tubulaires qui sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange.

Ils sont généralement utilisés comme condenseurs qui sont des matériaux d'une importance inégalée dans la technologie de production du froid.

Leur étude nous permettra d'apporter une meilleure connaissance de la technologie et de leur conditions de mise en œuvre de leur fonctionnement et initier aux méthodes de calcul utilisées pour dimensionner ou de suivre l'évolution de leur performances.

Chapitre II

Dimensionnement de l'échangeur tube-calandre

2 DIMENSIONNEMENT DE L'ECHANGEUR TUBE-CALANDRE

2.1 Introduction :

Les échangeurs à tube et calandre consistent en une série de tubes de faibles diamètres arrangés à l'intérieur d'une calandre de plus grand diamètre, le type le plus simple est à tube drap fixe. Il est facile à construire et fournit un bon ratio entre le transfert de chaleur et la surface d'échange, comparé au vieil échangeur de chaleur à double pipe.

De plus, il est capable de résister aux hautes vitesses de fluidisation de manutention à haute pression à l'intérieur des tubes par rapport à l'échangeur de chaleur à plaque ou autres types d'échangeur de chaleur compacts. Il a aussi l'avantage de récupérer une grande quantité d'énergie potentielle. [11]

La dualité transfert de chaleur-perte de charge domine tout le problème. De ce fait, un dimensionnement thermique et hydraulique du système s'impose.

2.2 II.1. Principe de calcul d'un échangeur à faisceau et calandre :

Ce travail de fin d'étude est basé notamment sur l'étude thermo-énergétique d'un échangeur à faisceau et calandre application dans la climatisation solaire des bâtiments, or lors de cette étude application ce matériau est utilisé comme étant le condenseur qui provoque le changement d'état physique du fluide frigorigène. Donc lors de ce dimensionnement il est question de connaitre :

- La variation (ou différence) de température moyenne ΔT_m pour l'ensemble de l'appareil
- Le coefficient de condensation h_c
- L'expression du coefficient global de transfert sale U_c
- Les températures calorifiques pour les deux fluides (froid et vapeur) : t_c et T_c
- La température de paroi du tube
- La temperature de film t_f
- La perte de charge dans les tubes et calandre

Deux types de calcul sont généralement réalisés pour la caractérisation de l'échangeur:

- Calcul thermique qui consiste à la détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée ; mais la surface d'échange S, le coefficient de condensation, la température de paroi du tube ainsi que la température de film.
- Calcul hydraulique qui consiste à l'étude des pertes de charge.

2.3 II.2.Méthode générale de calcul pour l'échangeur à faisceau et calandre :

Le calcul des échangeurs de configurations diverses à longtemps calqué sur celui des échangeurs à courants parallèles. Il existe deux grandes méthodes de calcul des échangeurs de chaleur qui sont la méthode de différence de température logarithmique moyenne DTLM et la méthode NUT appelée NOMBRE D'UNITES DE TRANSFERT. [10]

2.3.1 II.2.1.La méthode de différence de température logarithmique moyenne :

L'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrée T_{ce} et T_{fe} conditionnent directement la valeur moyenne de ΔT. Elle est fonction :

- De la nature et des débits respectifs des deux fluides
- Du sens d'écoulement relatif des deux fluides qui peuvent circuler soit à **co-courant** pur ou à **contre-courant** parallèles.

2.3.1.1 Cas co-courant :

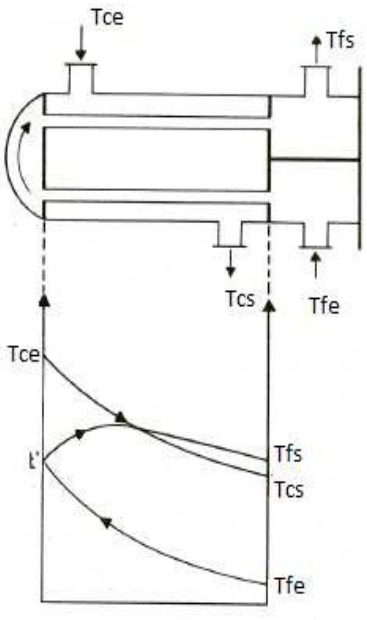


Figure 2-1 Echangeur à co-courant

L'étude de la différence moyenne de température dans un appareil s'effectuera en supposant que le coefficient global de transfert est constant en tout point, ainsi que les chaleurs spécifiques des fluides et qu'il n'y a ni pertes thermiques, ni changement de phases au cours du transfert.

Dans ces conditions l'expression de la puissance thermique et du flux de chaleur transférer du fluide chaud au fluide froid à travers l'élément dS seront respectivement exprimées par : [10]

$$\phi = q_{tc}(T_{ce} - T_{cs}) = q_{tf}(T_{fe} - T_{fs}) \quad \text{(II.1)}$$

$$d\phi = -\, q_{tc} dT_c = q_{tf} dT_f \quad \text{(II.2)}$$

Ou $q_t = q_m$. C_p: Débit thermique unitaire

(avec indice c pour le fluide chaud et f pour le fluide froid) (II.2) →

$$\text{II.2)} \rightarrow dT_c = -\frac{d\phi}{q_{tc}} \text{ et } dT_f = \frac{d\phi}{q_{tf}} \quad \text{(II.3)}$$

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) d\phi$$

$$\text{I.1)} \rightarrow d(T_c - T_f) = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) k(T_c - T_f) dS \quad \text{(II.4)}$$

$$\text{II.4)} \rightarrow \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) k\, dS \quad \text{(II.5)}$$

Comme k a été suppose constant depuis le début du problème. Alors l'intégration de (3.5) de S=0 à S donne :

- A l'entrée de l'échangeur (x=0) $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$
- A la sortie de l'échangeur (x=S) $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

$$\text{II.5)} \rightarrow \frac{Ln(T_{cs} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}} = -\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right) kS \quad \text{(II.6)}$$

A partir des relations (II.1) et (II.6) on obtient :

$$\frac{Ln(T_{cs} - T_{fs})}{T_{ce} - T_{fe}} = [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] \frac{kS}{\phi} \quad \text{(II.7)}$$

On obtient finalement :

$$\phi = k.\frac{(T_{cs}-T_{fs})-(T_{ce}-T_{fe})}{Ln\frac{T_{cs}-T_{fs}}{T_{ce}-T_{fe}}}S \qquad \text{(II.8)}$$

Or la puissance thermique d'un échangeur à faisceau et calandre est caractérisée par

$$\phi = kS\Delta T_{LM} \Rightarrow \Delta T_{LM} = \frac{\phi}{kS} = \frac{(T_{cs}-T_{fs})-(T_{ce}-T_{fe})}{Ln\frac{T_{cs}-T_{fs}}{T_{ce}-T_{fe}}} \qquad \text{(II.9)}$$

Soit :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1-\Delta T_2}{Ln\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

2.3.1.2 Cas contre courant :

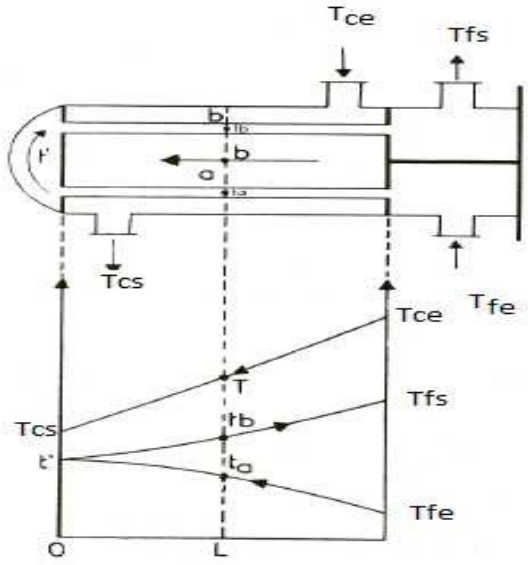


Figure 2-2 échangeur à contre-courant

La variation de température $\mathbf{T_f}$ du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de **d**S, devient négative. Dans ces conditions, la relation (3.2) s'écrit : [12]

$$D\phi = -q_{tc}dT_c = -q_{tf}dT_f \qquad \text{(II.10)}$$

Le calcul et les considérations restent idem qu'au cas de l'échangeur Co-courant.
On obtient comme résultat final :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2-\Delta T_1}{Ln\frac{\Delta T_2}{\Delta 1}}$$

En essayant de bien regarder cette dernière formule on constate qu'elle identique au cas d'un échangeur co-courant.
D'ou en générale la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides est exprimée par :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{Ln\frac{\Delta T_2}{\Delta 1}} \quad \text{(II.11)}$$

Cette dernière expression signifie que la puissance thermique échangée est proportionnelle à l'aire de la surface d'échange et à la différence de température logarithmique moyenne.
Le coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global k. A partir de ce résultat trois importantes remarques sont à faire : [8]

- L'analyse précédente a été faite sous les hypothèses suivantes:
- la chaleur massique des fluides reste sensiblement constante pendant leur traversée de l'échangeur (pratique = calcul des chaleurs massiques pour des conditions moyennes des fluides dans l'échangeur).

    - Le coefficient k reste sensiblement constant tout le long de la surface d'échange donc ce qui suppose que les coefficients de convection fluides-paroi le soient.

- Si DT2 ne diffère pas plus de 50% de DT1 on peut remplacer la moyenne logarithmique de la température globale par la moyenne arithmétique, en ne commettant qu'une erreur de 1%
- Dans les bureaux d'étude on utilise généralement des abaques fournissant directement DTLM en fonction de ΔT_2 et ΔT_1 $(\Delta T_2 + \Delta T_1)/2$. [8]

2.3.2 II.2.2.Méthode NUT

2.3.2.1 Discours de la method:

La méthode NUT permet d'apporter une réponse élégante et rapide à la plupart des problèmes qui se posent dans les études d'ingénierie relatives aux échangeurs en particulier aux échangeurs à faisceau et calandre. Ceux-ci se repartissent en deux grandes classes: [7]

- des problèmes de conception dans lesquels les températures d'entrée et une température de sortie sont imposées, les débits étant connus.

La question est : sélectionner le modèle d'échangeur le plus approprie, et chercher sa taille, c'est-a- dire la surface Σ nécessaire pour obtenir la température de sortie désirée.
La méthode à employer consiste à calculer R et E, puis NUT (E) d'où l'on tire Σ. C'est dans ce cadre que s'insèrent le plus souvent les problèmes d'optimisation.

- Des problèmes de performances où les données sont le modèle et la taille de l'échangeur, les débits et

les températures d'entrée.

II s'agit alors de déterminer la puissance (Φ) et les températures de sortie.

Le calcul des écarts de températures d'entrée-sortie dans les échangeurs à courants parallèles, fait apparaitre les rapports $k\Sigma/q_{tc}$ et $k\Sigma/q_{tf}$, qui sont des nombres sans dimension.

Ces nombres, représentatifs du pouvoir d'échange de l'appareil, sont appelés ''nombre d'unîtes de transfert'' et notés NUT_c cotée fluide chaud ou NUT_f coté fluide froid :

$$\{NUT_c = k\Sigma/q_{tc} ; NUT_f = k\Sigma/q_{tf}\} \qquad (II.12)$$

Le nombre d'unités de transfert relatif au fluide qui possède le petit débit thermique unitaire $q_{t_{min}}$ est habituellement désigné par NUT (sans indice).

$$NUT = k\Sigma/q_{t_{min}} \qquad (II.13)$$

Dans la modélisation des échangeurs, le nombre NUT et R le facteur de déséquilibre $R = \frac{q_{t_{min}}}{q_{t_{max}}}$ jouent un rôle important dans la détermination de l'efficacité de l'échangeur thermique.

2.3.2.2 Notion de pin cement:

La méthode NUT s'adapte très bien aux études d'optimisation.

Considérons l'exemple d'échangeur à contre-courant, $T_{cs} - T_{fe}$ est la borne inferieure de l'écart $(T_c - T_f)$ dans l'échangeur, tandis que $T_{ce} - T_{fs}$ est sa borne supérieure :

$$\begin{cases} T_{cs} - T_{fe} = \Delta T_{inf} \\ T_{ce} - T_{fs} = \Delta T_{sup} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \Delta T_{inf} = \inf (T_c - T_f) \\ \Delta T_{sup} = \sup (T_c - T_f) \end{cases} \qquad (II.14)$$

Le rapport $\Delta T_{inf}/\Delta T_{sup}$ est en relation avec l'efficacité E ainsi que du facteur de déséquilibre R de l'échangeur.

$$\frac{\Delta T_{inf}}{\Delta T_{sup}} = \frac{1-E}{1-RE} \qquad (II.15)$$

En dérivant par rapport à **E, R** étant donné, on obtient :

$$\frac{d}{dE}\left(\frac{\Delta T_{inf}}{\Delta T_{sup}}\right) = -\frac{1-R}{(1-RE)^2} < 0 \qquad (II.16)$$

C'est-à-dire que $\Delta T_{inf}/\Delta T_{sup}$ ↘ quand **E** ↗. La meilleure efficacité est donc obtenu en minimisant le rapport $\Delta T_{inf}/\Delta T_{sup}$. C'est ce que l'on appelle la méthode du pincement. [8]

Il faut remarquer que cette optimisation conduit généralement à une augmentation de la surface d'échange Σ, puisque les écarts de températures ($T_c - T_f$) sont diminués. Elle doit donc à limiter un moment donné entré en compétition avec des critères économiques qui tendront à limiter Σ pour ne pas accroitre le cout de fabrication. [10]

2.3.2.3 Le risque des croisements de températures :

La pire turpitude que l'on puisse imposer à un échangeur, c'est de le mettre dans une situation où le fluide ''froid'' en viendrait à réchauffer le fluide ''chaud'', c'est-à-dire où l'on aurait $T_f > T_c$.

A première, vue cette éventualité peut paraitre fantaisiste. De fait, il n'existe aucun risque de la voir se concrétiser dans les échangeurs à seule passe sur chaque fluide, qu'ils soient à courants parallèles où à courants croisées, puisque cela contreviendrait au second principe de la thermodynamique. Mais il en va différemment avec les échangeurs P-N, où il peut arriver si l'on n'y prend garde qu'une partie de la surface d'échange travaille sous la condition $T_f > T_c$. C'est ce que l'on appelle un ''croisement de températures''(ou une inversion). [10]

2.3.2.4 La règle d'or : pincer sans croiser :

Les deux notions précédentes nous apprend quelque chose d'essentiel : 1) le pincement améliore l'efficacité de l'échangeur, 2) la surface d'échange peut travailler à l'envers dans certains cas. Il nous faut maintenant constater que les deux questions sont parfois imbriquées, et l'on imagine aisément qu'un pincement trop serré et mal maitrisé puisse dégénérer en croisement des températures si la disposition des écoulements s'y prête.

La conclusion s'impose d'elle-même et se résume dans une recommandation lapidaire : il faut pincer sans croiser. [8]

2.4 II.3.Calcul de dimensionnement

2.4.1 II.3.1.Calcul thermique :

2.4.1.1 Calcul du flux thermique maximum dans un échangeur :

Nous considérons le cas d'un échangeur globalement adiabatique : la chaleur perdue par le fluide chaud est alors entièrement transférée au fluide froid. Donc de ce fait la quantité de chaleur perdue par le fluide chaud est égale à celle prise par le fluide froid. si l'on néglige les pertes thermiques :

$$\phi = q_{tc}(T_{ce} - T_{cs}) = q_{tc}(T_{fs} - T_{fe}) = m L_v \qquad \text{(II.17)}$$

D'une manière générale, quelque soit le modèle de l'échangeur, le flux thermique maximal peut être exprimée par :

$$\Phi_{max} = q_{min}\,(T_{ce} - T_{fe}) \qquad \text{(II.18)}$$

Cette relation est justifiée parce qu'aucun des deux fluides ne peut subir une variation de température supérieure à $T_{ce} - T_{fe}$, car il faudrait que le fluide froid sorte à une température supérieure à T_{ce}, ou que le fluide chaud sorte à une température inferieure à T_{fe}, ce qui est physiquement impossible. [10]

2.4.1.2 Calcul de l'efficacité thermique :

Pour caractériser les performances d'un échangeur, la démarche la plus naturelle parait êtrede comparer sa puissance thermique Φ avec le flux maximum Φ_{max} précédemment défini.

On appelle " efficacité thermique´´ E de l'échangeur le rapport Φ/Φ_{max}, qui est évidemment sans dimension :

$$E = \Phi / \Phi_{max} \qquad 0<E<1 \qquad \text{(II.19)}$$

D'où

$$E = \frac{q_{t_c}(T_{ce} - T_{cs})}{q_{t_{min}(T_{ce} - T_{fe})}} = \frac{q_{t_c}(T_{fs} - T_{fe})}{q_{t_{min}(T_{ce} - T_{fe})}} \qquad \text{(II.20)}$$

Il est à noter que sous l'une ou l'autre forme, la définition de E ne prend en compte que trois des quatre températures consternées. En d'autres termes, trois quelconques des températures d'entrée-sortie suffisent à caractériser E. Par ailleurs dans l'expression (II.12), l'efficacité maximale $E_{max} = 1$ est atteinte si l'echangeur est à contre-courant, infiniment long et sans pertes. [10]

2.4.1.3 Influence de la surface d'échange globale S :

Dans un échangeur quelconque, le champ de température n'est plus unidimensionnel, mais bi ou tridimensionnel. Mais puisque dans l'hypothèse k = cste, on a toujours localement :

$$d\Phi = k(T_c - T_f)dS \qquad \text{(II.21)}$$

De ce fait, le flux total échangé est proportionnel au volume limité par les surfaces $T_c(x, y, z)$ et$T_f(x, y, z)$. Cependant, il n'est plus proportionnel à la différence de température logarithmique moyenne ΔT_{LM}. Cette grandeur n'a donc pas de sens physique bien net en dehors des échangeurs à courants parallèles, et son usage systématique ne s'impose nullement. [10]

Pour apprécier l'influence de la surface d'échange sur la puissance de l'échangeur, commençons par regarder le cas particulier d'un échangeur à contre-courant où $q_{t_f} = q_{t_c}$

$$d\Phi = k(T_c - T_f)dS$$

En appelant Σ la surface totale d'échange :

$\Phi = k(T_{ce} - T_{fs})\,\Sigma$

Et :

$$\frac{d\phi}{d\Sigma} = k\left(T_{ce} - T_{fs}\right) = cste \qquad \text{(II.22)}$$

Tous les mètres carrés de la surface d'échange sont donc équivalents : quelle que soit Σ, chaque m^2 ajouté aura la même performance thermique. Mais il faut aussi remarquer que :

$d\Phi/d\Sigma \longrightarrow 0$ quand $\Sigma \longrightarrow \pm\infty$ (+ si $q_{t_c} < q_{t_f}$ et $q_{t_f} < q_c$).

Chaque mètre carré de surface supplémentaire a donc de moins en moins de valeur thermique, mais il coute cher : c'est une taxe sans valeur ajouté. En conséquence il faudra chercher une surface d'échange Σ économiquement optimale. [12]

2.4.1.4 Puissance thermique d'un échangeur à faisceau et calandre :

Quelque soit le modèle d'échangeur considéré la puissance thermique est exprimée par : [10]

$$\phi = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_1}{\frac{1}{k\Sigma} Ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_1}} \qquad \text{(II.23)}$$

On écrit habituellement :

$$\Phi = k\Sigma\,\Delta T_{LM} \qquad \text{(II.24)}$$

2.4.1.5 Le coefficient de transfert global K :

Si l'on appelle h_i le coefficient de film interne relatif à la réfrigération, l'expression sera donc :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i}\frac{d_i}{d_i} + \frac{e_t}{\lambda_t} + \frac{1}{h_c} + R_s \qquad \text{(II.25)}$$

En désignant par :

$\frac{e_t}{ß_t}$: la résistance due au tube (non négligeable si le fluide réfrigérant est l'eau) ;

h_c : le coefficient de film à la condensation ;

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

f. Les températures calorifiques :

Elle varie selon le fluide :

Pour le fluide froid : $t_c=(t_1+t_2)/2$ (II.26)

Pour vapeurs : $T_c= T_v$ (II.27)

g. La température de paroi du tube est :

$$t_l = T_v - \frac{h_{io}}{h_{io} + h_c}(T_v - t_c) \quad \text{(II.28)}$$

Et la température du film pour laquelle on détermine les variables h, μ et densités $d_i$est égale à :

$$t_f = 0.5\ (T_v + t_S) \quad \text{(II.29)}$$

2.4.1.6 Efficacité de l'échangeur en fonction du NUT :

$$\begin{cases} E = \frac{1-\exp[-(1-R)NUT]}{1-Rexp[-(1-R)NUT]} \\ E = \frac{1-\exp[-(1+R)NUT]}{1+R} \end{cases} \quad \text{(II.30)}$$

La première expression concerne le cas d'écoulement contre-courant et la seconde au cas **contre-courant.**

R étant le facteur de déséquilibre qui est définie comme étant le rapport entre les débits thermiques unitaires.

2.4.2 Calcul hydraulique :

2.4.2.1 Etude des pertes de charge :

Les deux fluides qui traversent l'appareil s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différentielle de pression ΔP entre l'entrée et la sortie et que l'on appelle la perte de charge. La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation des fluides et de leurs caractéristiques physiques : densité et viscosité, ainsi que la géométrie de l'appareil. La dualité transfert de chaleur-perte de charge est marquée par le fait que l'accroissement du nombre de Reynolds provoque simultanément une augmentation du transfert et de la chute de pression. Il est d'usage courant de considérer en première approximation qu'on devra limiter la perte de

charge à une valeur inferieure à 1 kg/cm2 pour les appareils industriels travaillant sur le refoulement de pompes. Par contre, lorsque la circulation se fait naturellement par gravite, la perte de charge maximale est imposée par la hauteur hydrostatique disponible à l'entrée de l'appareil. [18]

2.4.2.2 Perte de charge à l'intérieur des tubes :

L'étude fondamentale de l'écoulement des fluides a permis d'établir la formule connue sous le nom d'équation de Fanning , valable en régime isotherme pour une longueur droite L de tuyauterie, de diamètre uniforme $\mathbf{d}_i$: [13]

$$\Delta P = \frac{f\,G^2 L}{d_i{}^2 \rho} \qquad \text{(II.35)}$$

Avec :

f : coefficient de fiction, sans dimensions, fonction du nombre de Reynolds

G : vitesse massique v. **ρ**

ρ : masse volumique moyenne du liquide ou du gaz, mesuré à la température calorique ;

ΔP: Perte de charge (perte de pression)

La valeur du coefficient de fiction en fonction du nombre de Reynolds est donnée par les expressions suivantes:

- Régime laminaire : $(\mathrm{Re} < 2100)$

$$f = 32/R_e \qquad \text{(II.36)}$$

- Régime turbulent : $(\mathrm{Re} > 2100)$

  Tubes lisses d'échangeurs :

$$f = 0.0028 + 0.25\mathrm{Re}^{-0.32} \qquad \text{(II.37)}$$

  Tubes rugueux :

$$f = 0.0070 + 0.528\mathrm{Re}^{-0.42} \qquad \text{(II.38)}$$

Pour tenir compte de la non-iso thermicité de l'écoulement qui provoque les mêmes déviations qu'en transfert de chaleur, Sieder et Tate proposent de corriger l'équation des pertes de charge par :

$$\Delta P = \frac{f\,G^2 L}{d_i{}^2 \rho \emptyset_t} \qquad \text{(II.39)}$$

Où : $Ø_t = (\mu/\mu_\tau)^{0.25}$ en régime laminaire

$Ø_t = (\mu/\mu_\tau)^{0.14}$ en régime turbulent

L'expression de la perte de charge totale d'un échangeur à faisceau et calandre proposée par Kern est caractérisée par :

$$\Delta P_t = \frac{n_t G_t^2}{\rho}\left(\frac{f_{tl}}{d_t Ø_t} + 2\right) \qquad \text{(II.40)}$$

2.4.2.3 Pertes de charge à l'extérieur des tubes

Les facteurs caractérisant l'écoulement dans la calandre sont très nombreux : le courant principal du fluide s'écoule tantôt perpendiculairement au faisceau, tantôt parlement, au travers d'une section de passage constamment variable. Les tolérances de construction introduisent, en outre, des courants secondaires de fuite qui ont d'autant plus d'importance que le diamètre de la calandre est petit. A l'usage, ces courants secondaires peuvent se développer ou se réduire selon qu'il y a érosion ou colmatage des jeux entre les divers éléments.

Bell publie les résultats de ces travaux à l'université de Delaware et établit un programme de calcul tenant compte des courants secondaires qui ont une influence plus grande sur la perte de charge que sur le transfert de chaleur. La méthode de Bell est très satisfaisante, mais elle nécessite une programmation sur calculateur électronique et ne trouve réellement sa justification que pour des calandres de petit diamètre.

Buthd, Donohue et Kern publient pour leur part des méthodes de calcul qui négligent les courants secondaires, mais qui, appliquées aux échangeurs industriels, donnent des résultats en bon accord avec les valeurs expérimentales. [17]

D'après Kern :

Kern simplifie le problème en ne prenant en considération que les échangeurs industriels pour lesquels la hauteur du segment libre de la chicane h est égal au quart du diamètre intérieur de la calandre. Dans ces conditions, les vitesses massiques G_{cT} et G_{cL} sont assez voisines et peuvent être confondues. [17]

La perte de charge est calculée par l'équation de Fanning modifiée :

$$\Delta P_c = \frac{f_{cT} G_{cT}^2 (N_c + 1) D_c}{\varrho D_c Ø_c} \qquad \text{(II.41)}$$

Donc en résumé le calcul hydraulique consiste à l'étude des pertes de charge ou de pression au

sein de l'échangeur. Comme on l'a étudié précédemment le résultat trouvé est caractérisé par : [16]

Pertes de charge coté tubes :

$$\Delta P_t = \frac{n_t G_t^2}{\rho}\left(\frac{f_{tl}}{d_t \emptyset_t} + 2\right)$$

Pertes de charge coté calandre :

$$\Delta P_c = \frac{f_{cT} G_{cT}^2 (N_c + 1) D_c}{\rho D_c \emptyset_c}$$

Qui peut être écrit aussi sous la forme si le fluide réfrigérant est l'eau :

$$\Delta P_c = \frac{f_c G_c^2 (N_c + 1) D_c}{2.542.10^{15} d\, D_e}$$

Comme en transfert de chaleur, Donohue décompose le calcul en deux éléments :

Avec : x : le rapport de l'aire du segment libre à la section intérieure de la calandre

D_c : Diamètre intérieur de la calandre h : hauteur libre sous chicane

N_t: le nombre total de tubes du faisceau

ΔP_{cT}: Perte de charge transversale, relative à l'écoulement du fluide perpendiculairement au faisceau entre deux chicanes

Si l'on appelle N_c, le nombre de chicanes transversales, la perte de charge totale à l'intérieur de la calandre sera donné par :

$$\Delta P_c = \frac{1}{\rho \emptyset_c}\left[N_c\, G_{cL}^2 + (N_c + 1)\left(\frac{D_c - h}{P}\right) f_{cT} G_{cT}^2\right] \qquad \text{(II.42)}$$

2.5 Conclusion

La condensation d'une vapeur fait intervenir plusieurs paramètres attribuant aux phénomènes de transfert et changement de phase. Pour la condensation d'une vapeur composée de plusieurs constituants entièrement miscibles à l'état liquide n'est plus isotherme : elle s'effectue sur un intervalle de température allant du point de rosée au point de bulle.

Les hydrocarbures lourds se condensent les premiers, alors que les légers ne sont liquéfiés qu'à la sortie du condenseur si ce dernier est total, ou restent à l'état vapeurs la condensation est partielle.

La variation de la température, des quantités et des compositions du condensat et de la vapeur au cours de la condensation provoque une évolution continue du coefficient de transfert entre l'entrée et la sortie de l'appareil, évolution d'autant plus importante que les températures de rosée et de bulle du mélange sont éloignées.

Chapitre III

Etude analytique et par simulation

3 Etude analytique et par simulation

3.1 Introduction

Le type d'échangeur de chaleur le plus courant dans les applications industrielles est la chaleur à faisceau tubulaire échangeurs. Les échangeurs présentent plus de 65% de part de marché avec une variété d'expériences de conception d'environ 100 ans. Les échangeurs de chaleur à enveloppe et à tubes fournissent généralement la densité de surface allant de 50 à 500 m2/ m3 et sont faciles à nettoyer. La conception les codes et les normes sont disponibles dans Association des fabricants d'échangeurs tubulaires TEMA (1999). Un échangeur simple, qui implique une calandre et un faisceau de tubes à un seul passage, est montré dans Figure 3.1.[19]

but du calcul :

Nous allons faire dans ce chapitre un calcul analytique qui a pour but la vérification des performances d'un model d'échangeur de chaleur tridimensionnel du code de calcul COMSOL version 5.3 en calculant son coefficient d'échange global avec la méthode dite « NUT,ε ».Le coefficient d'échange global trouvé par simulation avec COMSOL vaut U_0=5,4 $W.m^{-2}.K^{-1}$.

3.2 Model géométrique :

La figure 3.1, montre un échangeur tube-calandre à plaque fixe simple (une passe coté calandre et une passe coté tubes) type BEM (TEMA), ou des chicanes sont placées dans la coque de l'échangeur de chaleur d'abord pour supporter les tubes, empêchant la vibration du tube et l'affaissement, et d'autre part de diriger le flux pour avoir un coefficient de transfert de chaleur plus élevé. La distance entre deux chicanes est appelée l'espacement des chicanes B figure 3.2 . .[21]

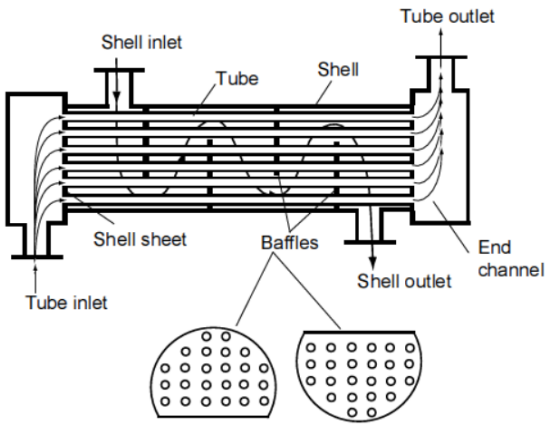


Figure 3-1 Représentation schématique de l'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire à un passage (1-1) à une paroi.

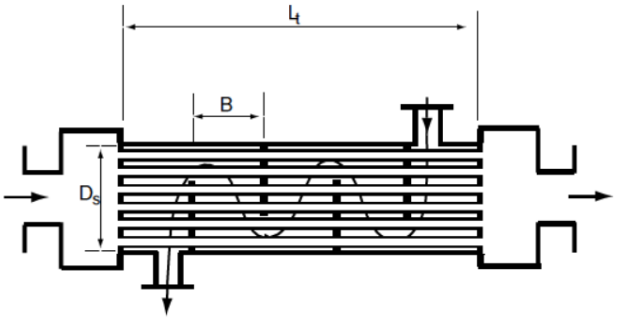


Figure 3-2 Dimensions de l'échangeur de chaleur à faisceau tubulaire 1-1.[21]

Notre model géométrique est une miniature d'un échangeur de chaleur tube-calandre à plaque fixe (figure 3.3) : c'est un model 3D du code COMSOL.

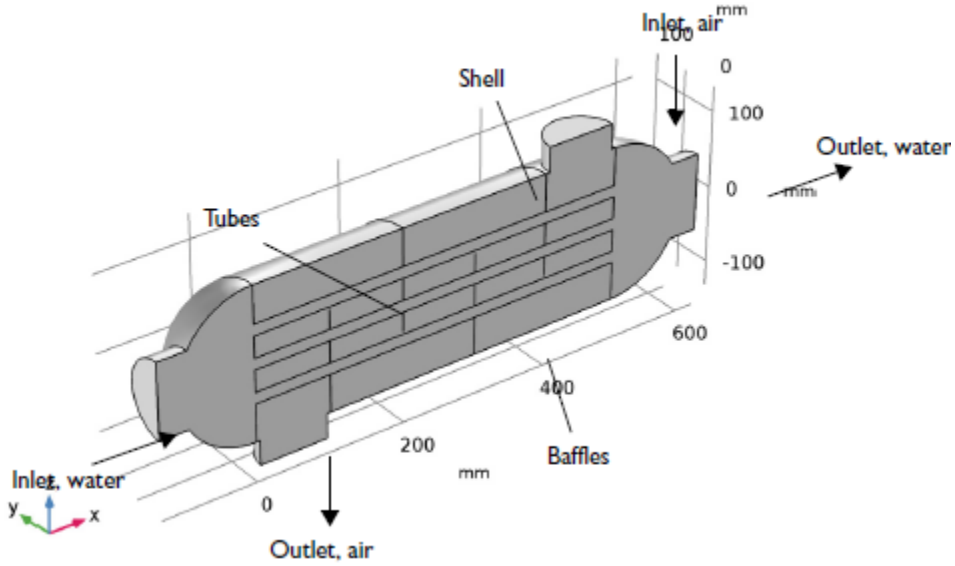


Figure 3-3 model géométrique

3.2.1 Les caractéristiques géométriques du model :

Les caractéristiques géométriques de notre model d'échangeur tube-calandre sont illustrées dans le tableau 3.1.(Certaines des dimensions suivantes sont illustrées à la Figure 3.2).

Tableau 3-1 caracteristiques geometriques du model d'échangeur 3D de COMSOL

CALANDRE	
Diamètre de la calandre	Ds=200mm
Nombre de passe	Npc=1
Nombre de chicanes	Nb= 4
Espacement des chicanes	B=100mm
Surface d'entrée coté froid	Sf =0.0063 m^2
TUBE	
Diamètre des tubes	Dt=15mm
Nombre de passe	Npt=1
Nombre de tubes	Nt= 37
Longueur des tubes	Lt=500mm
Pas triangulaire(figure 3.4b).	Pt=30mm
Distance (entre eux tubes adjacent)	Ct=15mm
Surface d'entrée coté chaud	Sc =0.0078 m^2

L'espacement des chicanes est obtenu par :

$$B = \frac{Lt}{Nb + 1}$$

(Les autres dimensions sont illustrées sur les figure 3.3 et 3.4)

$d_0 = d_i = d_t$ =15mm : diamètre du tube (l'épaisseur est supposée négligeable)

de même $A_0=A_i =A_t$: section transversale du tube.

3.2.2 *Disposition des tubes dans la calandre*

La Figure montre une coupe transversale d'une disposition à la fois carrée et triangulaire. Le pas Pt des tubes et la distance Ct entre deux tubes adjacents sont tous deux définis. L'équation du diamètre équivalent est réécrite ici pour plus de commodité. .[20]

$$De = \frac{4Ac}{P_{chauff\acute{e}}}$$

À partir de la Figure 5.21, le diamètre équivalent pour la disposition carré est

$$De = \frac{4(P_t^2 - \frac{\pi d_0^2}{4})}{\pi d_0}$$

À partir de la Figure 5.21, le diamètre équivalent pour la disposition triangulaire est

$$De = \frac{4(\sqrt{3}P_t^2/4 - \frac{\pi d_0^2}{8})}{\pi d_0/2}$$

L'aire d'écoulement transversal de la coque Ac est défini comme

$$A_c = \frac{D_s C_t B}{P_T}$$

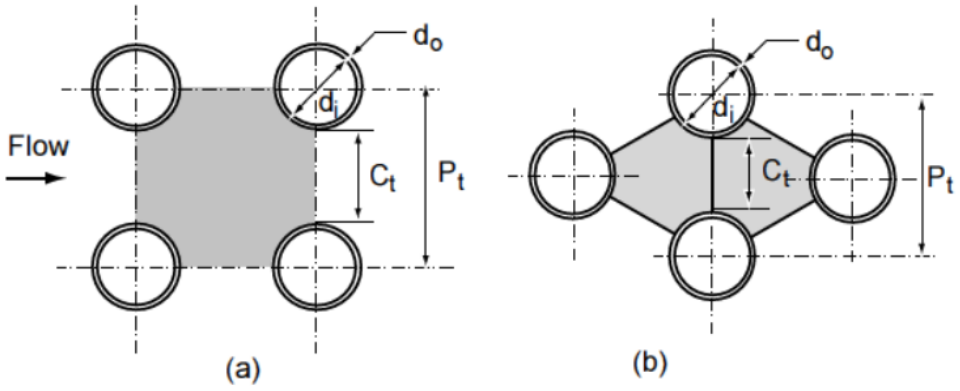


Figure 3-4 disposition des tubes dans la calandre a-à pas carrée et b- à pas triangulaire.[21]

3.3 Calcul de vérification

3.3.1 Calcul du Coefficient d'échange global

Le coefficient d'échange globale se calcule par : .[21]

$$U_o = \frac{1/A_o}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o}}$$

Dans notre cas l'épaisseur des tubes est négligeable , donc :

$$U_0 = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_0}}$$

Calculons les deux coefficients d'échange convectif h_i et h_0 respectivement coté chaud (tube) et coté froid (calandre).

3.3.1.1 Hypothèses et conditions aux limites

- Le régime est permanent.
- L'écoulement est incompressible.
- On considère que la surface externe de l'échangeur de chaleur est parfaitement isolée, de sorte qu'il n'y a aucune perte de chaleur au milieu extérieur.
- Le transfert thermique ne s'effectue que par convection, les transferts par conduction et par Rayonnement sont négligeables.
- Les propriétés thermo-physiques des fluides sont prisent par rapport à la température moyenne des intervalles de températures déterminées par simulation avec COMSOL 5.3. Soit :

$Tmc = \frac{T_{ce}+T_{cs}}{2} = 79°C = 352.15K$ température moyenne coté chaud

et $Tmf = \frac{T_{fe}+T_{fs}}{2} = 30°C = 303.15K$ température moyenne coté froid

$Tmp = 42.5°C = 315.65K$ température moyenne de la paroi

- L'échangeur travail à contre-courant.

Les conditions aux limites sont mentionnées sur le tableau 3.1

Tableau 3-2 conditions aux limites

Nom	Expression	Valeur	Description
u_eau	0,1 [m / s]	0,1 m / s	Vitesse d'entrée, eau
u_air	1 [m / s]	1 m / s	Vitesse d'entrée, air
T_eau	80 [K]	353,15 K	Température d'entrée, eau
T_air	5 [K]	278.15 K	Température d'entrée, air

3.3.1.2 Côté du tube

Dans les tubes, figure 3.5, circule de l'eau chaude avec une température d'entrée Tce=80°C .

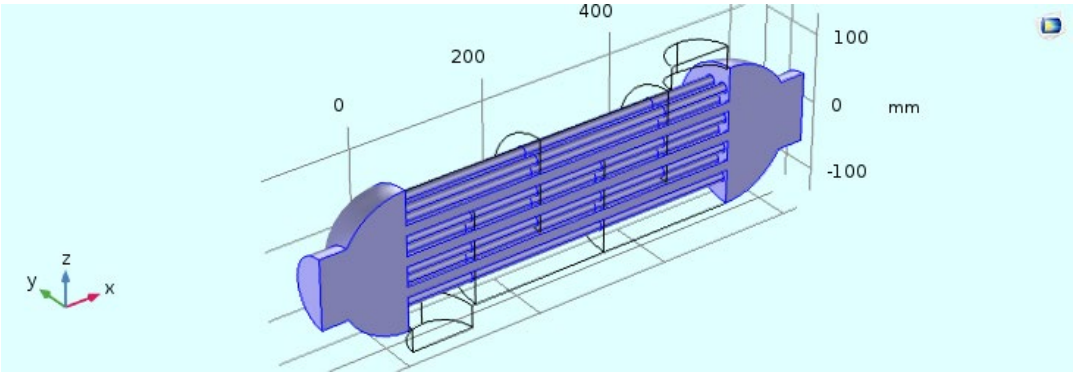


Figure 3-5 domaine fluide chaud (eau) coté tubes

Les caractéristiques thermo physiques de l'eau à cette température sont mentionnées sur le tableau

Tableau 3-3 propriétés thermo-physiques de l'eau à 80°C

Température	Pression référence	Pression de vapeur saturante	Masse volumique (Density)	Chaleur sensible (Enthalpie spécifique)		Chaleur spécifique (ou massique)		Chaleur volumique	Viscosité dynamique de l'eau
°C	Pa	Pa	kg/m3	kj/kg	kcal/kg	kj/kg.K	kcal/kg.K	kj/m3	kg/m.s
80.00	101325	47359	971.60	334.96	80.00	4.196	1.002	4077.20	0.000355

Le nombre de Reynold.[21]

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho u_m d_i}{\mu} = \frac{\dot{m} d_i}{A_c \mu}$$

$$A_c = \frac{\pi d_i^2}{4} \frac{N_t}{N_p}$$

$$Ac = 3{,}14(0.015)^2 .37/4 = 6538.10^{-6}\ m^2$$

Le débit massique de l'eau est : $\dot{m}c = \rho . u_{eau} . Sc$

$$\dot{m}c = 971{,}60\text{-}0{,}1\ .0{,}0078 = 0{,}763\ \mathrm{kg/s}$$

$$Re_D = \frac{0{,}763\ .0{,}015}{0{,}0065\ .\ 0{,}000355} = 4933$$

Le nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu \times C_p}{K_f} = 2.3$$

L'écoulement est turbulent, on utilise équation suivante pour le calcul du nombre de Nusselt.[21]

$$Nu_D = \frac{h d_i}{k_f} = \frac{(f/2)(\mathrm{Re}_D - 1000)\mathrm{Pr}}{1 + 12.7(f/2)^{1/2}(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1)}$$

$3000 < \mathrm{Re}_D < 5 \times 10^6$ [4]
$0.5 \le \mathrm{Pr} \le 2000$

Facteur de frictions

$$f = (1.58 \ln(\mathrm{Re}_D) - 3.28)^{-2}$$

Après développement on trouve : $Nu = 26{,}08$

On tire le coefficient d'échange convectif à l'intérieur du tube :

$$h_i = 1095 \quad W.m^{-2}.K^{-1}$$

3.3.1.3 Côté calandre

Dans la calandre ,figure3.6, circule l'air froid avec une température d'entrée Tfe=5°C :

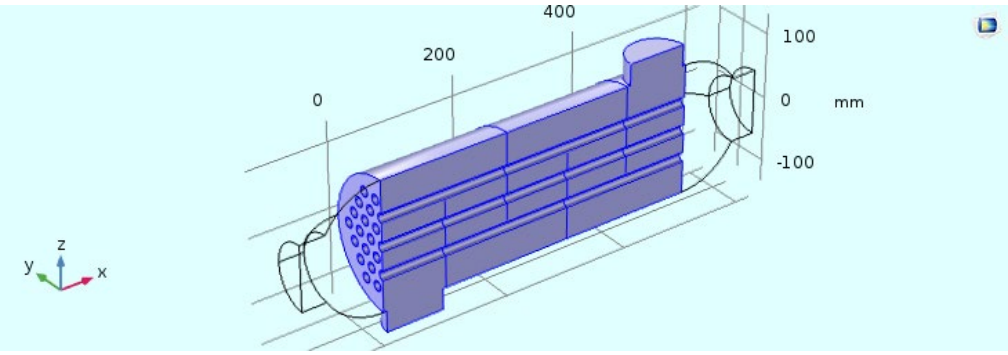


Figure 3-6 domaine fluide froid (air) coté calandre

Les caractéristiques thermo physiques de l'air pour certaines températures sont mentionnées sur le tableau :

$$Tmf = 303.15K$$

Tableau 3-4 propriétés thermo-physiques de l'air en fonction de la température

Air à pression atmosphérique							
T	*ρ*	*μ*	*ν*	C_p	*λ*	*a*	*Pr*
K	$kg \cdot m^{-3}$	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$	$m^2 \cdot s^{-1}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	$m^2 \cdot s^{-1}$	-
250	1,413	$1,60\times10^{-5}$	$0,949\times10^{-5}$	1 005	0,0223	1.32×10^{-5}	0,722
300	1,177	$1,85\times10^{-5}$	$1,57\times10^{-5}$	1 006	0,0262	$2,22\times10^{-5}$	0,708
350	0,998	$2,08\times10^{-5}$	$2,08\times10^{-5}$	1 009	0,0300	$2,98\times10^{-5}$	0,697
400	0,883	$2,29\times10^{-5}$	$2,59\times10^{-5}$	1 014	0,0337	$3,76\times10^{-5}$	0,689
450	0,783	$2,48\times10^{-5}$	$2,89\times10^{-5}$	1 021	0,0371	$4,22\times10^{-5}$	0,683
500	0,705	$2,67\times10^{-5}$	$3,69\times10^{-5}$	1 030	0,0404	$5,57\times10^{-5}$	0,680

Pour une disposition triangulaire le diamètre équivalent s'écrit : .[21]

$$D_e = \frac{4\left(\frac{\sqrt{3}P_t^2}{4} - \frac{\pi d_o^{\,2}}{8}\right)}{\pi d_o/2}$$

$\boldsymbol{D_e} = [\ 1.73\ (30\times10^{-3})^2 - 3.14\ (15\times10^{-3})^2/2]/3.14\times15\times10^{-3}/2$

$\boldsymbol{D_e} = 51.16$ mm

Et l'aire d'écoulement transversal est : .[21]

$$A_c = \frac{D_s C_t B}{P_t}$$

$A_c = (200\times10^{-3}\times15\times10^{-3}100\times10^{-3})/30\times10^{-3}$

$$A_c = 0.01\ m^2$$

$$\dot{m}f = 0;00748\ \text{kg/s}$$

Le nombre de Reynold sera : .[21]

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho u_m D_e}{\mu} = \frac{\dot{m} D_e}{A_c \mu}$$

$$Re_D = 2070$$

Le nombre de Prandtl : $Pr = 0,708$

Le nombre de Nusselt.[21]

$$Nu = \frac{h_o D_e}{k_f} = 0.36\,\mathrm{Re}^{0.55}\,\mathrm{Pr}^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14}$$

$$2000 < \mathrm{Re} < 1 \times 10^6$$

$$Nu = 21$$

le coefficient d'échange convectif coté calandre : $h_o = 10,9\ W.m^{-2}.K^{-1}$

Finalement, le coefficient d'échange globale : $U_0 = 9,6\ W.m^{-2}.K^{-1}$

Cette valeur n'est pas loin de la valeur utilisée par COMSOL.

3.3.2 Méthode ε –NTU

le coefficient d'échange globale : U_0 étant calculer nous utilisons ici la méthode ε –NTU pour calculer le flux de chaleur échangé entre l'air froid et l'eau chaude.

L'efficacité : $\varepsilon = \Phi réel / \Phi max$ avec $\Phi max = Cmin(Tce - Tfe) = 7,545 .75 = 565,875\ W$

Le NUT = $U_0 .St / Cmin$

St : surface de transfert thermique : $St = \pi.dt.Lt.Nt = 0,87m^2$

$Cmin = min(mf.cpf , mc.cpc) = (7,545 ; 3201) = 7,545\ J/K.s$

D'où le $NUT = 10 \cdot 0{,}87 / 7{,}545 = 1{,}15$

$$NUT = 1{,}15$$

D'après l'abaque suivant : on tire $\varepsilon = 0{,}65$ *avec (C=Cmin/Cmax=0)*

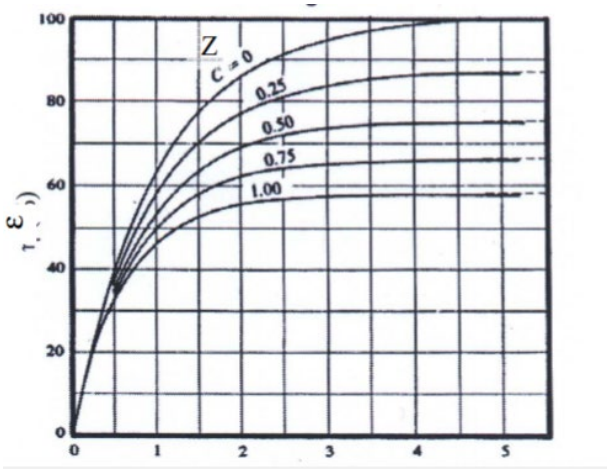


Figure 3-7 Efficacités en fonction du NUT d'un échangeur tube-calandre

$\Phi réel = \varepsilon \cdot \Phi max = 0{,}65 \cdot 565{,}875 =$ ***367,818 W= Φréel.***

3.4 Etude par simulation

3.4.1 Introduction

Notre model étant vérifié, nous allons, dans ce qui suit, voir l'influence des chicanes sur les performances du model étudié précédemment.

Grace au code de calcul COMSOL, nous allons faire une simulation avec notre model d'échangeur pour trois cas : sans chicanes, avec demi-chicanes et finalement avec chicanes.

3.4.2 Position du problème

3.4.2.1 Équation de continuité :

Le principe de conservation de la masse peut être décrit par l'équation de continuité sous plusieurs formes différentes.

Vue les hypothèses considérées dans notre étude, l'équation de continuité se réduit à :

Formule Mathématique :

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} + \frac{\partial W}{\partial z} = 0$$

3.4.2.2 Équation de Navier Stokes :

Suivant (x) :

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U\frac{\partial U}{\partial x} + V\frac{\partial U}{\partial y} + W\frac{\partial U}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x} + U\left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial z^2}\right)$$

Suivant (y) :

$$\frac{\partial V}{\partial t} + U\frac{\partial V}{\partial x} + V\frac{\partial V}{\partial y} + W\frac{\partial V}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial y} + U\left(\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2}\right)$$

Suivant (z) :

$$\frac{\partial W}{\partial t} + U\frac{\partial W}{\partial x} + V\frac{\partial W}{\partial y} + W\frac{\partial W}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial z} + U\left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial z^2}\right)$$

3.4.2.3 Équation d'énergie :

$$\partial Q\left(\frac{\partial T}{\partial t} + U\frac{\partial T}{\partial x} + V\frac{\partial T}{\partial y} + W\frac{\partial T}{\partial z}\right) = -\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x}\right) - \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial y}\right) - \frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial z}\right) + q$$

Hypothèses simplificatrices :

Les hypothèses utilisées dans l'étude par simulation sont les mêmes utilisées au par avant dans l'étude analytique.

- L'écoulement et le transfert de chaleur sont tridimensionnels.
- Le fluide est Newtonien et incompressible.
- L'écoulement est turbulent, stationnaire($\frac{\partial}{\partial t} = 0$) et rétabli.
- Le transfert de chaleur par rayonnement et conduction est négligeable.
- La gravité est négligeable.
- Les propriétés physiques du fluide sont fonction de la température.

3.4.3 Résultats et discussion

3.4.3.1 Échangeur sans chicanes

Dans ce premier cas nous avons enlevé les quatre chicanes de notre model. L'écoulement de l'air (fluide froid) est direct sans obstacles ,les lignes de courant sont presque parallèles ;chose que nous voyons clairement sur la figure 3.8.

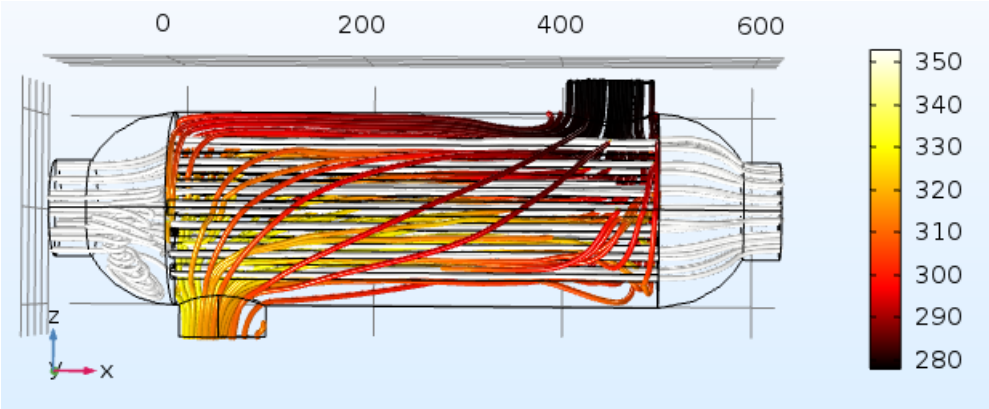


Figure 3-8 lignes de courant échangeur sans chicanes

Dans la figure 3.9 qui représente la variation des deux vitesses le long de deux lignes ;la première dans le coté chaud et la seconde coté froid, on remarque une diminution brusque des deux vitesses à l'entée qui est due probablement à l'augmentation des surfaces de passage des deux fluides ;ensuite la vitesse de l'eau croie brusquement à cause de la plaque tubulaire ainsi que celle de l'air lorsqu'il rencontre les tubes ;

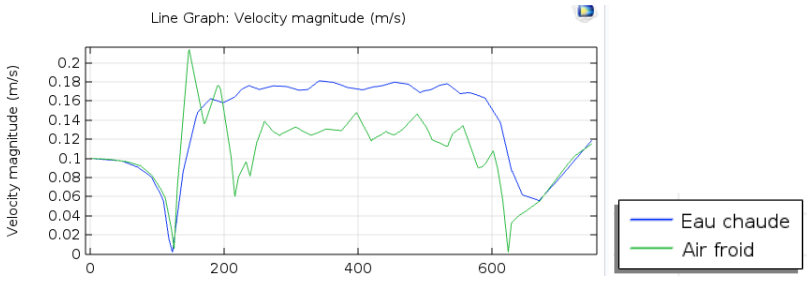


Figure 3-9 Profil de vitesse des deux fluides le long de l'échangeur

Dans la figure 3.10 qui représente le profil des deux températures, on distingue que la température d'entrée de l'eau (Tce=80°C) ne change presque pas ,alors que celle de l'air (Tfe=5°C) augmente jusqu'à Tfs= 51°C

La variation de la température du fluide chaud est $\Delta Tc=0.15°C$

La variation de la température du fluide froid est $\Delta Tf=46°C$

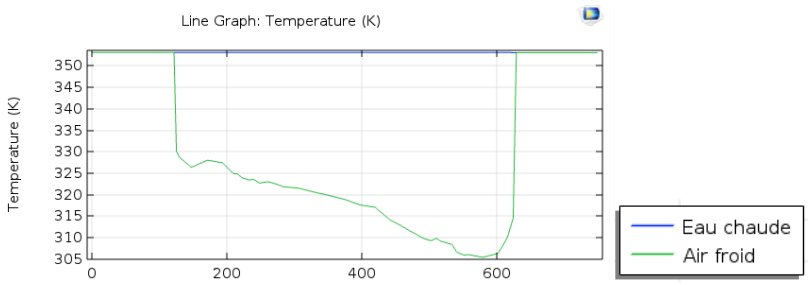


Figure 3-10 Profil de la température des fluides chaud et froid le long de l'échangeur

Les pertes de charges sont représentées dans la figure 3.11.

Pour le coté chaud $\Delta Pc = 55$ Pa

Pour le coté froid $\Delta Pf = 1.5$ Pa

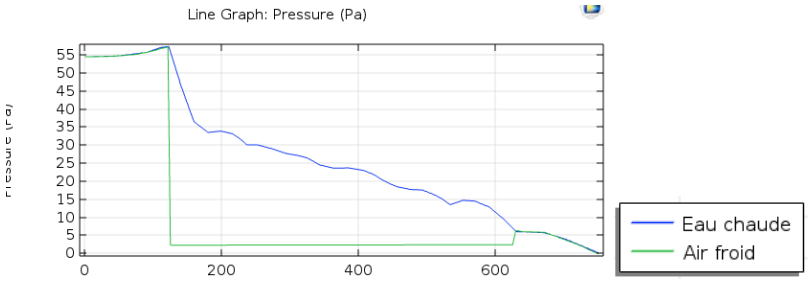


Figure 3-11 Pertes de charges dans les deux cotés chaud et froid

3.4.3.2 échangeur avec demi-chicanes

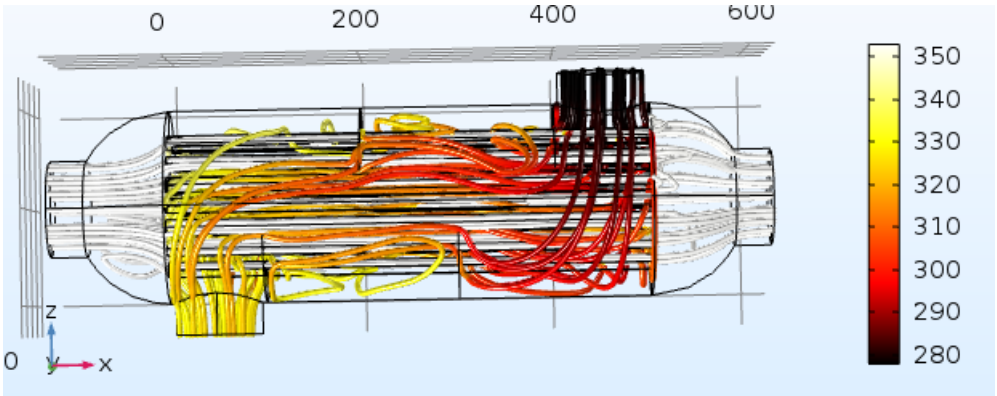


Figure 3-12 lignes de courant échangeur avec demi-chicanes

Dans ce 2eme cas nous avons introduit des demi-chicanes pour notre model. L'écoulement de l'air (fluide froid) rencontre donc obstacles ,d'où la formes plus ou moins perturbée des lignes de courant (la figure 3.12).

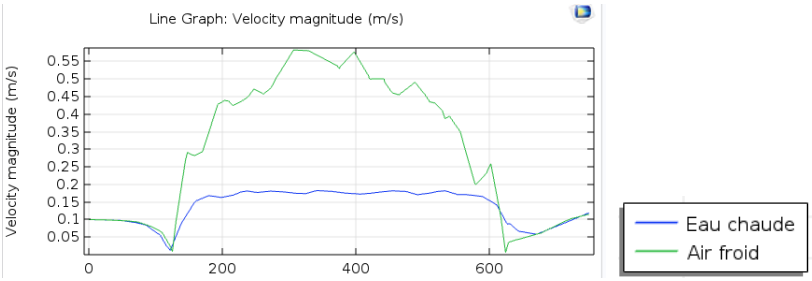


Figure 3-13 Profil de vitesse des deux fluides le long de l'échangeur

Pour la figure 3.13 on distingue les memes remarques que pour la figure 3.9

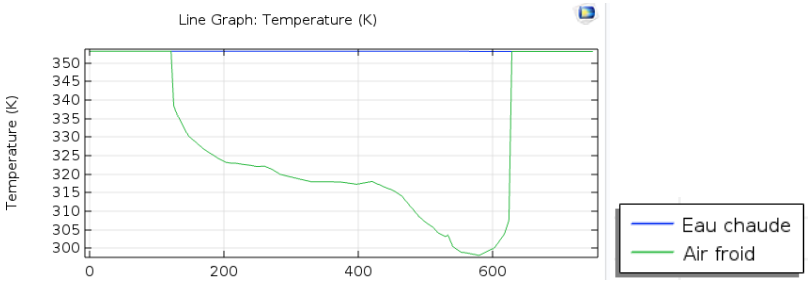


Figure 3-14 Profil de la température des fluides chaud et froid le long de l'échangeur

La variation de la température du fluide chaud est $\Delta Tc=0.15°C$

La variation de la température du fluide froid est $\Delta Tf=54°C$

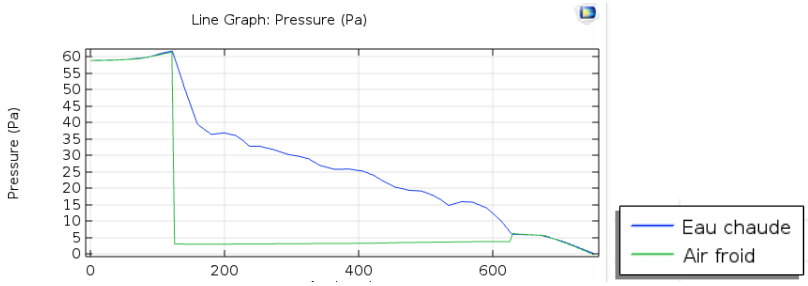


Figure 3-15 Pertes de charges dans les deux cotés chaud et froid

Les pertes de charges sont représentées dans la figure 3.15.

Pour le coté chaud $\Delta Pc= 63$ Pa

Pour le coté froid $\Delta Pf= 5$ Pa

3.4.3.3 échangeur avec chicanes

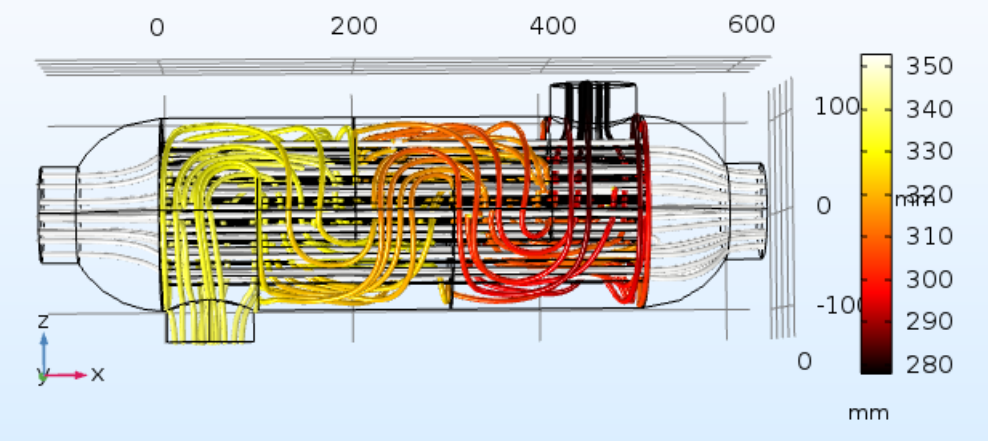


Figure 3-16 lignes de courant échangeur avec chicanes

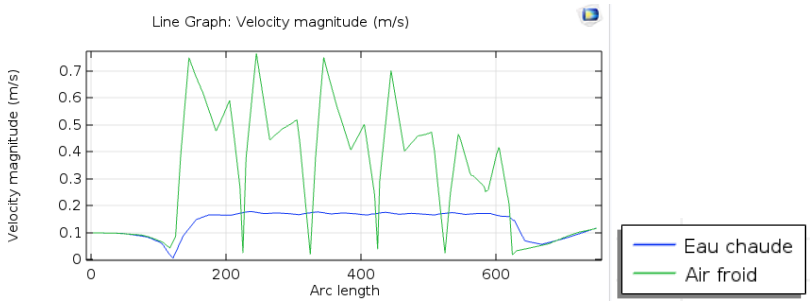


Figure 3-17 Profil de vitesse des deux fluides le long de l'échangeur

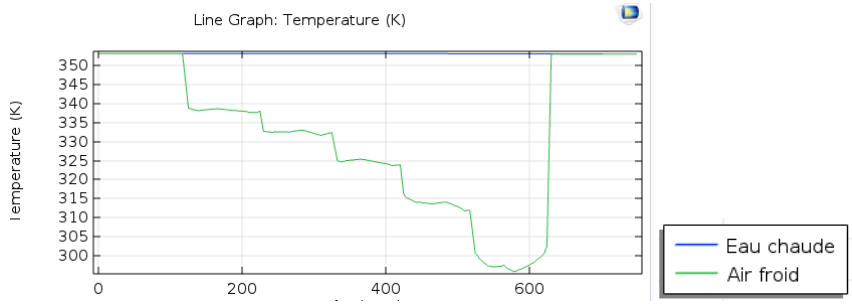


Figure 3-18 Profil de la température des fluides chaud et froid le long de l'échangeur

La variation de la température du fluide chaud est $\Delta Tc=0.15°C$

La variation de la température du fluide froid est $\Delta Tf=60°C$

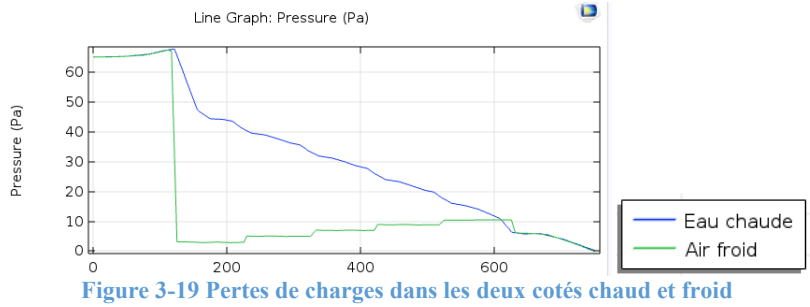


Figure 3-19 Pertes de charges dans les deux cotés chaud et froid

Conclusion générale:

Les pertes de charges sont représentées dans la figure 3.19.

Pour le coté chaud $\Delta Pc = 66$ Pa

Pour le coté froid $\Delta Pf = 12$ Pa

4 Conclusion générale:

L'objectif de ce travail est l'étudier analytique et par simulation des performances d'un échangeur de chaleur type tube-calandre.

L'étude par simulation a été réalisée à l'aide du code de calcul COMSOL version 5.3 qui se base sur la méthode des éléments finis.

De nos résultats obtenus, on a remarqué que :

- Pour avoir de bons résultats, il faut choisir le maillage qui conviens à la configuration étudie ; dans le cas simple on a utilise le maillage quadratique et on a utilise le maillage tétraédrique qui est adapter aux géométries complexe.
- L'étude analytique qui consisté à un calcul de vérification a permis de se rapprocher des résultats trouvé par simulation.
- Les chicanes augmentent la turbulence de l'écoulement et favorise le transfert thermique par convection qui est le mode principale du transfert thermique dans un échangeur.
- La géométrie des chicanes et leur types a un role trés important dans l'amelioration des performances de l'échangeur à faisceaux tubulair.
- Les chicanes augmentent concidérablement les pertes de charges .

Enfin, plusieurs développements futurs basés sur ce travail sont donc envisageables. Parmi les plus importants, en perspective, nous recommandons dans ce domaine, les points suivants :

- Pour déterminer les valeurs optimales des paramètres pour ce type d'échangeur, on recommande de compléter le présent travail par une étude technico-économique bien détaillée.
- Pour ce type d'échangeur, on recommande d'approfondir l'étude pour déterminer la meilleure disposition des chicanes ainsi que meurs types vue leur rôles non négligeable dans l'intensification du transfert convectif et donc l'amélioration des performances de l'échangeur à faisceau tubulaire .

5 Références bibliographie

[1] **A. B de Vriendt.** " 1a transmission de la chaleur" Gaetan Morin troisième édition(1989).

[2] J.FOURIER. Transfert thermique "théorie analytique de la Chaleur",IUP Génie civil, 1822.

[3] **S. Hichame.** "Etude numérique du transfert de chaleur nano fluide dans les enceintes", Mémoire de magistère en mécanique, Université de Batna, (2009).

[4] R.BESSAIH. Transfert de chaleur et de matière, publication de l'université Mentouri Constantine 1994.

[5] aide mémoire de mécanique des fluides (formules et équations)

[6] **Slimani et Massaoudi** "convection naturelle dans une enceinte cylindrique", thèse D'ingénieur Université de Ouargla, (2008).

[7] **J. Taine et J .Pierre. Petit** "Transferts thermique. Mécanique des fluides an isothermes", ed:Duno.1998.IBSN: 2 10 003624 6.

[8] **Slimani et Gouarehe** "Convection Naturelle Laminaire dans une enceinte avec chauffage D'une Parois ", thèse d'ingénieur Université de Ouargla, (2010). Définitions et terminologie)"office des publications universitaires" 2007.

[9] ANDRE BONTEMPS « ECHANGEUR DE CHALEUR » Université Joseph Fourier, Institut universitaire de Technologie, Département Génie thermique et Énergie (Grenoble)

[10] M. MOUSSA, J. MARIE PERRIERCORNET. Échangeur de Chaleur: échangeur tubulaire et [Échangeur à surface raclée, JEAN CASTAING LASVINOTTES 2002.

[11] J.PADET. Échangeurs thermiques. Masson, paris Milan Barcelone 1994.

[12] J.F.SACCADURA. Initiation aux transferts thermiques, paris 4 émetirage 1993.

[13] A.BONTENPS, A.GARRIGUE, C.GOUBIER, J.HUETZ, C.MARVILLET, P.MERCIER échangeur de chaleur, dimensionnement thermique des échangeurs, technique de l'ingénieur, Traitée génie énergétique, B2342., pp.1-7.

[14] P.MERCIER, G. RATEL .dimensionnement thermique des échangeurs a tubes et calandre, le logiciel CETUC. Revue générale de thermique n°313, jan.1988.

[15] site web: la récupération de la chaleur dans l'industrie des aliments et boissons. Htm.

[16] A. mezmiz. Mini projet 1éré post graduation " différent type d'échangeur" [17] **:**bulletion de l'institut international de froid. 1991

[18] étude de l'encrassement **des échangeurs** de chaleur géométrie plane modélisation et simulation expérimental par dépôt de glace... par Alphonse codjoquenem

[19] échangeur de chaleur .technologie, calcul et design. Mourirbennajah... naoilchaouni

[20] Y .JANNOT, P.MEUKARM. Simplified estimation method for determination of thermal Effusivity and thermal conductivity with a law costhot strip .measurement science and Technologie, vol.15,

[21] HoSung Lee, Ph.D.Professor. Shell-and-Tube Heat Exchangers (cours), Western

Michigan University .**http://homepages.wmich.edu/~leehs/ME539/Section%205.4%20Shell-and-tube%20heat%20exchanger_corrected.pdf**