

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique

Université Akli Mohand Oulhadj - Bouira -

Tasdawit Akli Muḥend Ulḥağ - Tubirett -



وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
جامعة أكلي محمد أولحاج
- البويرة -

Faculté des sciences et des sciences Appliquées

***** Département de Génie Mécanique *****

Projet de fin d'étude

En vue d'obtention diplôme de Master en :

Génie mécanique

Option : énergétique

**Etude et simulation tridimensionnelle d'un
échangeur de chaleur à tube et calandre (à contre-
courant)**

Réalisé par :

➤ Bennai Mustapha et Daoudi Omar

Président jury: Pr. Boussaid M^{ED}

Examinateur: Mr. Lakhal Rachid

Promoteur: Mr. Laouari Azzedine

Année : 2017 /2018

Remerciements

*Toute la Gratitude, tout d'abord à ALLAH qui nous a donné la
force Pour terminer ce travail.*

*Toutes nos infinies grâces à notre promoteur, monsieur LAOUARI
pour son encadrement et ses aides précieux*

*Nous tenons aussi à remercier tous les enseignants de département
de génie mécanique qui n'ont préservé aucun effort à fin de transmettre
leur savoir et leurs expériences aux étudiants.*

*Enfin nous remercions nos amis et tous ceux qui ont contribués de près
ou de loin à l'élaboration de ce travail, trouvent ici
l'expression de notre profonde gratitude et respect.*

BENNAI MUSTAPHA – DAOUDI OMAR



Dédicace

Je dédie ce travail :

A mes très chères parents aucun hommage ne pourrait être à la hauteur de l'amour dont ils ne cessent de me combler de bonheur que dieu leur procure bonne santé et longue vie.

A mes très chères sœurs et à Hanane pour leurs tendresses, complicité et leurs encouragements.

A toute ma famille et l'ensemble de mes amis.

Mustapha.

Dédicace

*Je dédie ce travail à toute ma famille, ma chère
femme, mes chers enfants MES et ARMEN,*

*Qui représentent le symbole de l'innocence et de
L'honnêteté.*

A mon binôme Mustapha et sa famille

*A mes chers amis, a tous les étudiants du groupe de
département.*

Ainsi que mes camarades de l'université :

*A tous nos chères amies (es) pour leurs soutiens et
leurs encouragements.*

OMAR.

Résumé

Le but de ce mémoire est d'étudier les comportements thermiques et dynamiques d'un échangeur de chaleur à tube et à calandre à contre-courant en régime stationnaire, et turbulent le modèle (K-ε) est utilisé. Les deux fluides chaud (eau) et froid (air) circulent respectivement dans le tubes et la calandre. la modélisation a été faite avec le logiciel COMSOL Multiphysics qui est basé sur la méthode des éléments finis est utilisés pour résoudre numériquement les équations gouvernants le phénomène étudié.

Les lignes de courants et les isothermes des températures ont été bien présentées, et validées avec le modèle théorique existant.

Mots clés: *COMSOL Multiphysics, eau, air, Contre-courant et échangeur de chaleur à tube et à calandre.*

Abstract

The aim of this work is to study the thermal and dynamic behaviors of a shell-and-tube heat exchanger with counter-current in stationary regime, and turbulent the (K-ε) model is used. The two fluids heat (water) and cold (air) circulate respectively in the tubes and the shell. Modeling was made with the software COMSOL Multiphysics which is based on the finite element method is used to solve the equations numerically controlling the studied phenomenon.

The threads of currents and the isotherms of the temperatures were well forwarded, and validated with the existing theoretical framework.

Key words: *COMSOL Multiphysics, water, air, Counter-current and shell-and-tube heat exchanger.*

ملخص

الغرض من هذه الأطروحة هو دراسة السلوك الحراري و الديناميكي لمبادل حراري أنبوبي بحيث يكون السريان ضد التيار و محدد في حالة الثبات، باستخدام النموذج المضطرب (K-ε). يجري السائلين (الماء) الساخن و (الهواء) البارد على التوالي في الانابيب الداخلية و في الفضاء الحلقي للمبادل الحراري. هذا النموذج تم بإستعمال برنامج COMSOL Multiphysics الذي يعتمد على طريقة العناصر المنتهية المستخدمة في حل المعادلات التي تحكم الظاهرة المدروسة. في هذا العمل تم عرض خطوط التيار و درجة الحرارة بشكل جيد و تم التحقق من صحتها بالنموذج النظري الحالي.

الكلمات المفتاحية : *COMSOL Multiphysics . ماء . هواء . ضد التيار . مبادل حراري انبوبي.*

Sommaire

Introduction générale

I.1	Introduction	
I.2	Mode de transmission de chaleur	1
I.2.1	La conduction.....	1
I.2.2	La convection.....	6
I.2.3	Le rayonnement	7
I.3	Notion de flux thermique.....	8
I.3.1	Le débit de chaleur échangée Q	9
I.3.2	Le rendement thermique	9
I.3.3	Facteurs influençant le rendement	9
II.1	Introduction	11
II.2	Définition.....	11
II.3	Classification des échangeurs de chaleur	11
II.3.1	Norme TEMA	12
II.3.2	Classification selon leur destination.....	12
II.3.3	Classification selon l'écoulement.....	13
II.3.4	Classification selon le principe d'action	15
II.3.5	Classification selon la construction.....	15
II.4	Différents types des échangeurs à plaques	20
II.4.1	Les échangeurs à plaques et joints	20
II.4.2	Les échangeurs à plaques serties	20
II.4.3	Les échangeurs à plaques soudée:	20
II.5	Autres types d'échangeurs.....	21
II.6	Conception des échangeurs de chaleurs	21
II.6.1	Échangeur de chaleur à plaques tubulaires fixe	22
II.6.2	Échangeur de chaleur à compensateur de dilatation thermique	22
II.6.3	Echangeur de chaleur à tête flottante	23
II.6.4	Echangeur de chaleur à tubes en U	23
II.7	Pièces faisant partie des échangeurs de chaleur à faisceau et calandre	24
II.7.1	La calandre	24
II.7.2	Le faisceau de tubes	24
II.7.3	Disposition des tubes.....	25

II.7.4	Plaques tubulaires.....	26
II.7.5	Les Chicanes	26
II.7.6	Les tirants et entretoises	26
II.7.7	Les déflecteurs.....	27
II.7.8	Boîtes d'échangeurs	27
II.8	Revue bibliographique.....	28
III.1	Introduction	32
III.2	La distribution de température dans un échangeur de chaleur	32
III.3	Le coefficient global d'échange (K_G).....	33
III.4	Evaluation des performances thermiques d'un échangeur en régime permanent	35
III.4.1	Hypothèses de calcul.....	35
III.4.2	Méthode de la moyenne logarithmique ΔT_{LM}	35
III.4.3	La méthode NUT (Efficacité d'un échangeur).....	41
IV.1	Présentation de COMSOL Multiphysics :	44
IV.2	Les éléments finis:	44
IV.3	Simulation de la problématique:.....	44
IV.3.1	Définition du modèle :.....	46
IV.3.2	Conditions aux limites :.....	47
IV.3.3	Maillage:.....	48
IV.4	Présentation et discussion des résultats:	50

Conclusion général

Table des figures :

Figure I.1: la conduction.....	1
Figure I.2: la convection.....	6
Figure I.3: le rayonnement.....	8
Figure II.1: évolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire Co-courant.....	13
Figure II.2: évolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaque à contre courants.....	14
Figure II.3: courant croises avec faisceaux tubulaires.....	15
Figure II.4: échangeur de chaleur tubulaire(TEMA).....	16
Figure II.5: tubes séparés.....	17
Figure II.6: tubes rapprochés.....	17
Figure II.7: disposition des ailettes.....	18
Figure II.8: échangeur à tube et calandre.....	18
Figure II.9: échangeur de chaleur double tube.....	19
Figure II.10: schéma de principe de l'échangeur à plaque.....	21
Figure II.11: échangeur de chaleur à plaques tubulaires fixe.....	22
Figure II.12: échangeur de à chaleur Tête flottante.....	23
Figure II.13: échangeur de chaleur à tubes en U.....	24
Figure II.14: calandre simple à une seule phase.....	24
Figure II.15: disposition des tubes.....	25
Figure II.16: disposition des chicanes.....	26
Figure II.17: disposition des tirants et entretoises.....	27
Figure II.18: différente types de déflecteurs.....	27
Figure II.19: différents types de boites de distribution.....	28

Figure III.1: la distribution de température dans les échangeurs de chaleur.....	33
Figure III.2 : échangeur de chaleur entre deux conduites.....	34
Figure III.3: distribution de la température dans un échangeur simple à co-courant.....	36
Figure III.4 : distribution de la température dans un échangeur simple à contre courant.....	38
Figure III.5: facteur correctif F pour quelques types d'échangeur à courants croisés.....	40
Figure III.6 a : l'efficacité d'un échangeur à courants parallèles.....	42
Figure III.6 b : l'efficacité d'un échangeur à contre-courants.....	42
Figure IV.3: la géométrie de l'échangeur de chaleur étudié dans ce travail.....	45
Figure IV.4: le domaine de l'eau.....	45
Figure IV.5: le domaine de l'air.....	45
Figure IV.6: la position des chicanes.....	46
Figure IV.7: éléments de maillage.....	49
Figure IV.6: variation de la pression dans la calandre.....	50
Figure IV.7: variation de la pression dans les tubes.....	51
Figure IV.8a: contours de vitesse.....	52
Figure IV.8b: distribution de la vitesse.....	53
Figure IV.10 a: distribution de la température d'air dans la calandre.....	54
Figure IV.10b: isothermes de la température dans la calandre.....	55
Figure IV.11: evolution du profile de la température dans les tubes.....	56

Liste des tableaux:

Tableau I.1: conductivité thermique pour quelques matériaux à une température donnée....	4
Tableau IV.1: choix de modèle de simulation.....	47
Tableau IV.2: paramètres des deux fluides utilisés.....	47
Tableau IV.3: les éléments de maillage.....	48
Tableau IV.4: taille des éléments de maillage.....	49

NOMENCLATUR

s	: la surface d'échange	[m ²]
q	: flux de chaleur spécifique	[W]
T_{S1}, T_{S2}	: les de température surfaces est de la paroi	[k]
e	: épaisseur de la paroi	[m]
R_1	: le rayon intérieur	[m]
R_2	: le rayon extérieur	[m]
R_T	: résistance globale	
K_o	: coefficient global d'échange	[W /m ² K]
\dot{m}	: débit massique	[Kg.s ⁻¹]
h	: coefficient de convection	[W /m ² K]
Q	: le débit de chaleur échangée	[w]
DTLM	: la moyenne logarithmique de différent de température	
NUT	: nombre d'unités de transfert	
R_{fext}	: résistance d'encrassement externe	
R_{fint}	: résistance d'encrassement interne	
Q_c	: la chaleur massique du fluide chaud	
T_c	: température de fluide chaud	[k]
T_f	: température de fluide froid	[k]
C_{pf}	: la chaleur spécifique du fluide froid	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
C_{pc}	: la chaleur spécifique du fluide chaud	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
F	: facteur de correction	
Symboles grecques:		
λ	: conductivité thermique	[W / m.K]
ρ	: masse volumique	[kg / m ³]
ϕ	: flux de chaleur transporté	[W]
ϵ	: efficacité de l'échangeur	

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 de chaleur 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 ces appareils est réalisée par l'échange de chaleur entre le fluide primaire (le plus chaud) et la paroi séparatrice par convection de chaleur, l'échangeur de chaleur ne contient aucune pièce mécanique mobile.

L'échangeur à tube et calandre étudié dans ce travail est parmi les types des échangeurs qui existent actuellement dans l'industrie. Dans ce cas les deux fluides circulent en sens contraire, celui-ci est du type un passage coté tube et un passage coté calandre, avec le fluide chaud (l'eau) circule dans les tubes tandis que le fluide froid (l'air) circule dans la calandre. Dans l'étude de ce dispositif, 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.

Objectif de l'étude

L'objectif de notre étude est la simulation d'un écoulement contre-courant dans un échangeur de chaleur par le code COMSOL Multiphysics. La simulation est basée sur une géométrie tube-calandre, le fluide chaud (l'eau) circule dans les tubes en acier, le fluide froid (l'air) circule dans la calandre conçu avec la même matière (l'acier). Nous présentant la variation de température, les contours des pressions et des vitesses et la visualisation des lignes de courants.

Organisation du mémoire

Le premier chapitre est consacré de donner un rappel thermique sur le transfert de chaleur.

Le deuxième chapitre donne des détaille sur une généralité sur les échangeurs de chaleur et quelques revues bibliographiques.

Le troisième chapitre représente les méthodes de calculs thermiques DTLM et NUT.

Le quatrième chapitre présente une simulation du code COMSOL Multiphysics et la discussion des résultats de cette simulation.

I.1 Introduction

Le transfert de chaleur est la transmission de l'énergie thermique d'une région à une autre, sous l'influence d'une différence de température.

Il existe trois (03) types classiques de transmission d'énergie thermique : la conduction, la convection et le rayonnement. [1]

I.2 Mode de transmission de chaleur

On distingue conventionnellement trois (03) modes de transmission de la chaleur :

I.2.1 La conduction

Ce mode de transfert de chaleur s'applique particulièrement aux solides, mais concerne aussi les fluides au repos. Il correspond à une propagation de la chaleur se faisant par contact entre particules (atomes ou molécules) voisines. [2]

Dans ce mode de transfert, la matière se comporte véritablement comme un conducteur de chaleur. Equations générales de la chaleur dans la conduction :

Le bilan énergétique d'un volume élémentaire " dV ", de surface " dS " dans le temps " dt ", donne :

$$\text{div}(\lambda \text{grad}T) + p = \rho.c. \frac{\partial T}{\partial t}$$

Tel que :

λ : Conductivité thermique.

P : densité de la source.

ρ : Masse volumique.

C : Chaleur massique.

Cas particuliers

1er cas

La conductivité ne dépend que de la température (milieu homogène) :

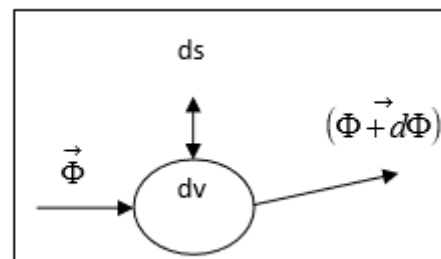


Figure I.1: la conduction

$$\lambda \cdot \Delta T + \frac{d\lambda}{dT} \cdot (\text{grad}T)^2 + p = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t}.$$

2^{ème} cas

Le milieu est homogène, la conductivité est indépendante de la température :

$$\lambda \cdot \Delta T + p = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

3^{ème} cas

Le milieu est homogène, la conductivité est indépendante de la température et il n'y a pas de source interne :

$$\Delta T = \frac{1}{a} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{Équation de Fourier}).$$

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad (\text{Diffusivité thermique en } m^2 \cdot s^{-1}).$$

4^{ème} cas

Le milieu est homogène, la conductivité est indépendante de la température et le régime est permanent :

$$\lambda \cdot \Delta T + p = 0 \quad (\text{Équation de Poisson}).$$

5^{ème} cas

Le milieu est homogène, la conductivité est indépendante de la température et le régime est permanent et il n'y a pas de source interne :

$$\Delta T = 0 \quad (\text{Équation de Laplace}).$$

Loi de Fourier

Fourier a supposé qu'il existe une relation linéaire entre la densité de flux et le gradient de température, dans le cas d'un milieu isotrope, la densité de flux est proportionnelle au gradient de température : $\vec{\phi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}T}$. [2]

Cas particulier

Dans le cas de transfert de chaleur en régime permanent unidirectionnel, on peut écrire la loi de Fourier sous forme très simple :

$$\phi = -\lambda.S.\frac{T_1 - T_2}{e}$$

On remarque que le flux de chaleur est proportionnel à :

L'écart de température existant entre deux points.

S : la surface d'échange.

λ : conductivité thermique.

e : La distance entre les deux points.

A. La conductivité thermique (λ)

La conductivité thermique est une caractéristique du milieu, elle dépend généralement de la température et du point considéré, elle dépend aussi à la phase dans laquelle se trouve le matériau (solide, liquide ou gaz) et la pression pour les gaz, dans le cas de milieu homogène la conductivité thermique (λ) dépend que de température.

La variation de la conductivité avec la température, les matériaux ont des comportements différents vis-à-vis de la température T, le fer, l'argent et le cuivre, par exemple, voient leurs λ diminuer lorsque la température croît, par contre, le cobalt, le béryllium et le magnésium par exemple λ décroît avec la température T, comme il y a des matériaux dont λ passe par un extremum, c'est le cas du plomb, de l'aluminium. En pratique, si l'écart de température est très faible, et que l'application ne demande pas une grande précision, on peut prendre λ comme constante. [3]

Tableau I.1: conductivité thermique pour quelques matériaux à une température donnée

Matières	Température	Conductivité thermique
Aciers non alliés	20	53.6
	400	42.5
Aluminium commercial	20	2.04
	300	2.33
graphite	-	120 à 170
Eau (1 atmosphère)	20	0.599
	90	0.680

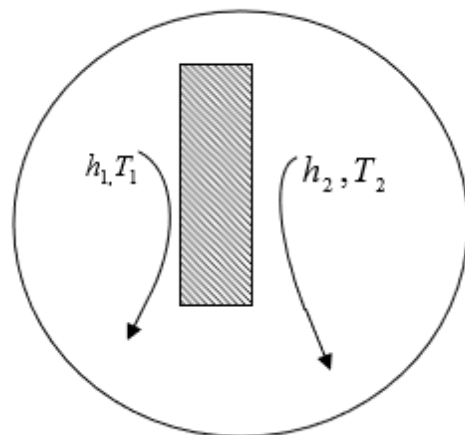
B. Notion de résistance thermique

Dans le cas d'une paroi infinie plane séparant deux milieux 1 et 2 de températures constantes (T_1, T_2), avec $T_1 > T_2$, le flux de chaleur spécifique (On appelle flux de chaleur spécifique la quantité de chaleur transportée en une (1) second à travers l'unité de surface à température constante dans la direction de la normale à cette surface) à travers la paroi est :

$$q = \frac{\lambda}{e} (T_{s1} - T_{s2})$$

Ou bien:

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2}}$$



Où:

T_{s1}, T_{s2} : Les températures des surfaces extérieures de la paroi.

e : l'épaisseur de la paroi.

λ : est le coefficient de conductibilité thermique du matériau.

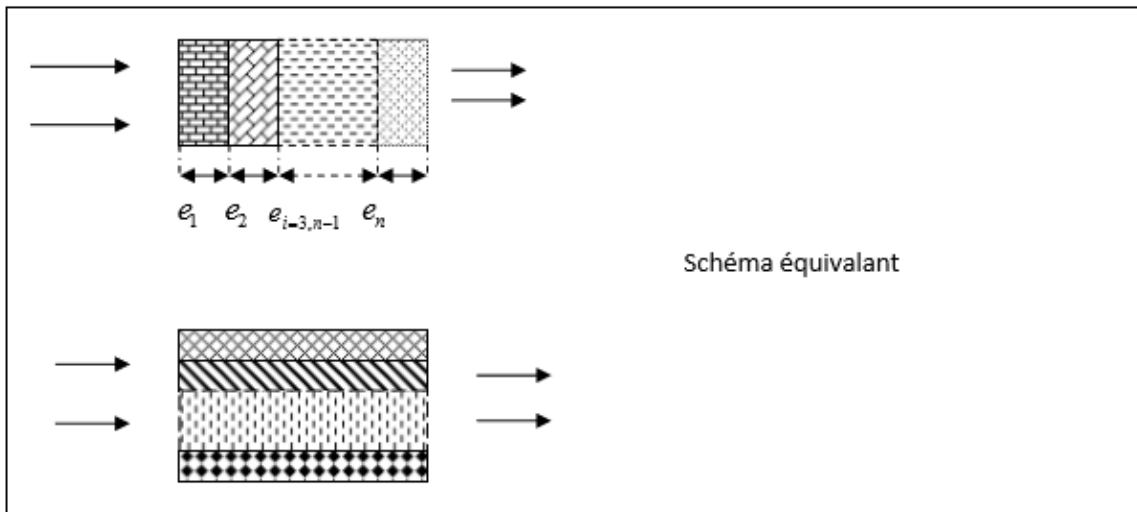
h_1, h_2 : Les coefficients de transmission de chaleur par convection du premier milieu à la paroi et de la paroi au second milieu. [4, 5, 6, 7, 8]

La grandeur: $(R = \frac{1}{h_1} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_2})$ est appelée résistance thermique, $\frac{1}{R}$ est le coefficient d'échange de chaleur.

Pour plusieurs systèmes de résistance thermique R_1, R_2, \dots, R_n placés en série, on a :

$$R_T = \sum_1^N \frac{1}{R_n}$$

De même, pour plusieurs systèmes en parallèle, on a: $\frac{1}{R_T} = \sum_1^N \frac{1}{R_n}$



Il est le même pour les conditions aux limites du type Fourier :

$$R = \frac{1}{h.S} \dots \text{résistance d'échange entre la paroi et le fluide.}$$

Donc le coefficient global d'échange U écrit : $U = \frac{1}{R_T}$ Tel que R_T est la résistance totale de

l'ensemble des composantes du mur. Pour les surfaces cylindriques creuses, la résistance de paroi égale :

$$R = \frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{2.\pi.\lambda.L}$$

Avec :

R_1 : Le rayon intérieur.

R_2 : Le rayon extérieur.

L : Longueur du cylindre.

λ : La conductivité thermique.

Alors la résistance globale d'un tube creux est :

$$R_T = \frac{1}{h_1 \cdot S_1}$$

Dans l'étude des échangeurs, on préfère la forme :

$$q = K_o \cdot S \cdot \Delta T$$

K_o : le coefficient global d'échange de chaleur.

I.2.2 La convection

La convection est le mode le plus important de transfert thermique entre une paroi d'un solide et un fluide.

On désigne le type de convection selon le type d'écoulement, on dit que la convection libre (naturelle) si l'écoulement du fluide est naturel, c'est-à-dire le déplacement du fluide est dû uniquement aux différences de densités, ou la différence de températures entre paliers du même fluide, ou au champ de forces extérieures comme la gravité et le vent.

Par contre, on peut créer un mouvement à n'importe quel fluide soit par des moyens mécaniques, comme les pompes, les ventilateurs, et les compresseurs, soit par le déplacement des parois du contact dans le fluide, on autre, ce type de convection s'appelle convection forcée.

Le flux de chaleur transmise par convection est donné par la deuxième (2ième) loi de Newton: $\phi = h \cdot S \cdot \Delta T$

ϕ : Flux de chaleur transporté.

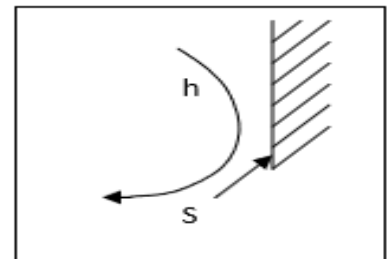


Figure I.2: la convection.

h : Coefficient de convection.

S : Surface d'échange.

ΔT : représente la chute de température entre la paroi et le fluide égal à la valeur absolue de la différence entre les températures du fluide et de la paroi du corps.

La transmission de la chaleur par convection met en jeu le mouvement des fluides (gaz, liquides), ce mouvement permet l'échange de chaleur entre le fluide et une paroi et facilite la diffusion de la chaleur au sein de l'ensemble du fluide grâce à l'agitation produite. Dans le transfert de chaleur par convection le fluide se comporte comme un véhicule de la chaleur. La convection est dite naturelle ou libre lorsque le mouvement du fluide est créé par la différence de masse volumique existant au sein de fluide du fait des différences de température. Lorsque le mouvement est communiqué par une machine-agitateur, pompe, compresseur ou ventilateur, la convection est dite forcée. [4, 5, 6, 7, 8]

I.2.3 Le rayonnement

Le rayonnement thermique c'est à dire tout rayonnement capable de provoquer un effet purement thermique au moment de son absorption ou émission par une matière quelconque, est une très petite portion d'un spectre infiniment large qui est le spectre du rayonnement électromagnétique. Un rayonnement est caractérisée par sa fréquence ν (ou longueur d'onde λ). Il existe pour le rayonnement électromagnétique une relation simple liant ces deux paramètres qui est $\nu = c/\lambda$ avec c la célérité de l'onde dans le milieu considéré.

Le rayonnement thermique se situe entre $0.2\mu\text{m}$ (soit le domaine de la lumière ultraviolette) et $100\mu\text{m}$ (qui est le domaine des infrarouges) en passant par le rayonnement visible (soit environ $0.35\mu\text{m}$ à $0.8\mu\text{m}$). Un corps isolé dont la température est supérieure à 0K perd continûment de l'énergie. L'énergie est perdue sous forme de rayonnement. Aux basses températures le rayonnement émis est surtout des types grands longueurs d'ondes (infrarouge). Lorsque la température augmente il y'a un déplacement vers les longueurs d'ondes plus faibles (visible et ultraviolet), ceci est représenté par la loi de Wien pour les corps noirs (ceux qui absorbent tout le rayonnement qui leur est incident) qui s'écrit :

$$\lambda_{\text{Max}}T = 2897.9\mu\text{mK}$$

On fait la différence entre des corps opaques émettant de façon continue dans tout le spectre thermique et des corps semi-transparentes ne pouvant émettre et absorber que dans des

bandes bien déterminées ce qui est le cas pour les gaz (CO_2 , H_2O , CO ...) et les substances translucides (verres, plastiques ...).

Tous les corps jouent en même temps le rôle d'émetteurs et de récepteurs. Les surfaces noires sont des surfaces idéales pour lesquels le flux émis ne dépend que de la température et de l'étendue géométrique de celui ci. Le flux émis par le corps noir est donné par la loi de Stéfan Boltzmann :

$$\Phi = S\sigma T^4$$

La température de la surface doit être exprimée en Kelvin de part l'origine thermodynamique de cette loi. Toutes les autres surfaces sont ensuite caractérisées par rapport aux surfaces noires. [34]

En simplifiant à l'extrême, on peut écrire que le flux échangé entre deux surfaces idéales de couleurs uniformes et dont le rayonnement est isotrope à températures T_1 et T_2 comme suit :

$$\Phi = F\sigma(T_1^4 - T_2^4)$$

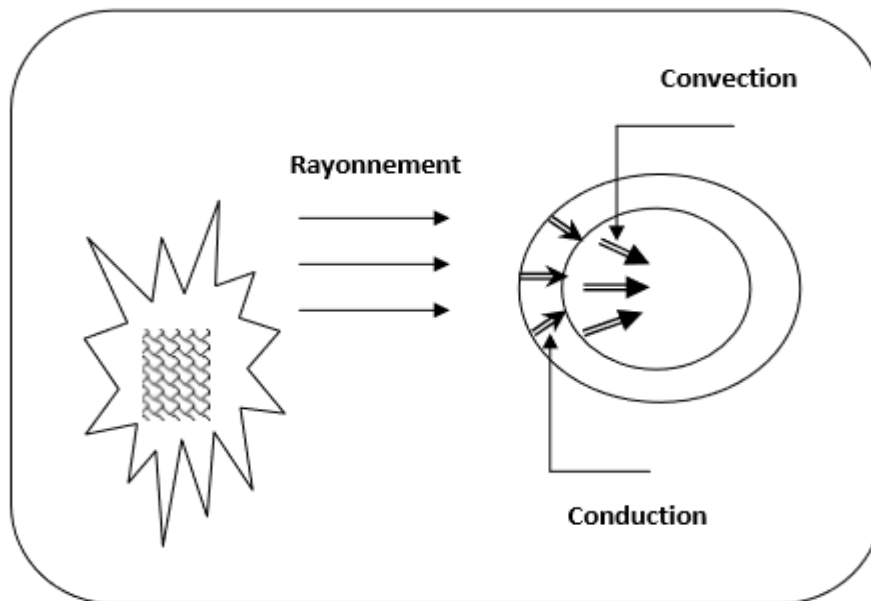


Figure I.3: le rayonnement

I.3 Notion de flux thermique

Les échanges de chaleur dans les procédés industriels sont réalisés le plus souvent dans des appareils tubulaires.

I.3.1 Le débit de chaleur échangée Q

Qui exprime la quantité de chaleur transmise par unité de temps, Il s'agit donc d'une puissance thermique dont l'unité dans le système international est le Watt (W: on l'exprime encore en "Kcal / h").

Le débit de chaleur échangée est aussi appelé "charge thermique" de l'appareil d'échange thermique.

La surface d'échange qui correspond à la surface extérieur totale des tubes constituant l'appareil. On la note habituellement "A" et elles s'expriment dans le système international en " m^2 ".

Pour caractériser la mise en œuvre de l'échange de chaleur, on utilise habituellement la notion de flux thermique (ϕ) qui mesure le débit de chaleur échangée au travers " $1 m^2$ " de surface d'échange.

$$\text{flux thermique} = \frac{\text{débit de chaleur échangé } Q}{\text{surface d'échange } A}$$

Selon l'unité choisie, le débit de chaleur, le flux thermique s'exprime en " W/m^2 " (dans le système international) ou en " $kcal / h. m^2$ ". [1]

I.3.2 Le rendement thermique

C'est le rapport du transfert réel de chaleur sur le transfert maximum possible. En général, le rendement est rapporté au débit d'écoulement neuf. Le rendement est dit total parce qu'il concerne l'énergie sensible et latente.

I.3.3 Facteurs influençant le rendement

Les paramètres qui caractérisent un récupérateur sont :

- La nature du récupérateur et de ses composants (matériaux mis en œuvre, géométrie de l'échangeur (surface, ailettes, ...).
- La vitesse de passage de l'écoulement.
- Les débits respectifs de l'écoulement.

Ces paramètres influencent le rendement dont la valeur est généralement donnée par le constructeur.

On notera que d'une manière générale, le rendement d'un échangeur augmente avec :

- L'augmentation de la surface d'échange : Ce paramètre augmente cependant le coût du système et a aussi tendance à augmenter les pertes de charge.
- La diminution de la vitesse de passage des fluides.
- L'augmentation de la différence de température entre les deux fluides. **[8]**

II.1 Introduction

Les procédés utilisés dans l'industrie demandent souvent que les fluides traités soient réchauffés ou refroidis avec ou sans changement de phases au cours des opérations auxquelles ils sont soumis. La chaleur mise en œuvre représente une importante dépense d'énergie dont il est nécessaire de récupérer la plus grande quantité possible. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur. De ce fait les échangeurs de chaleur constituent des appareillages importants.

II.2 Définition

Un échangeur de chaleur est un équipement qui permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid à travers une paroi sans contact directe entre les deux fluides. [11]

II.3 Classification des échangeurs de chaleur

Il existe plusieurs critères de classement, parmi eux on a :

- La nature des matériaux qui le contient (métallique, verre, plastique, graphite).
- La nature des fluides de transfert (liquide, gaz, mélange de plusieurs phases, solides pulvérisant).
- La conception de l'échangeur.
- Classement technologique.

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

- À tubes : monotubes, coaxiaux ou multitubulaires ;
- À plaques : à surface primaire ou à surface secondaire ;
- Autres types : contact direct, à caloducs ou à lit fluidisé.
- Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement) sont couplés dans la plupart des applications (chambre de combustion, récupération sur les fumées, etc.) ; il y a souvent un mode de transfert prédominant. Pour tout échangeur avec transfert de chaleur à travers une paroi, la conduction intervient. [7]

II.3.1 Norme TEMA

Les échangeurs tubulaires existant dans l'industrie sont très variés dans leur technologie bien que le principe reste toujours le même. Ainsi, tous les éléments entrants dans la constitution des échangeurs ont fait l'objet d'une normalisation publiée par TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

Cette normalisation TEMA est complétée par d'autres codes tels que :

API: American Petroleum Institute.

ASME: American Standard for Mechanical Engineering. [10]

II.3.2 Classification selon leur destination

On distingue trois classes d'appareils :

a. Les échangeurs et réfrigérants

Dans lesquels la chaleur est cédée par un fluide de procédé à un autre fluide de procédé sans aucun d'entre eux ne subisse de changement dans son état physique.

Dans cet appareil par conséquent, l'échange de chaleur pourra s'effectuer d'un liquide à un autre, d'un gaz à un autre ou bien entre un liquide et un gaz.

Les réfrigérants fonctionnent comme les précédents mais qui ont pour but de refroidir le fluide chaud du procédé au moyen d'un fluide réfrigérant, qui peut être indifféremment l'eau ou l'air. Dans ces appareils on ne se produit aucun changement de phase.

b. Les condenseurs

Lorsque le fluide passe, totalement ou partiellement, de la phase vapeur à la phase liquide, le fluide froid peut être soit l'eau de refroidissement, soit l'air. Ils permettent la condensation et le refroidissement des produits de tête de colonne.

c. Les rebouilleurs

Lorsqu'un fluide de procédé se vaporise partiellement, le fluide chaud peut être de la vapeur d'eau ou bien un fluide chaud quelconque.

Ils assurent une vaporisation partielle des produits de fond de colonne grâce à un produit chaud (gasoil de recyclage, vapeur d'eau).

Il existe aussi d'autres appareils tels que les vaporisateurs (transformation complète du fluide de procédé en vapeur) ; et les préchauffeurs (Lorsqu'ils chauffent, au préalable, avec de la vapeur ou un autre fluide de procédé, l'alimentation d'une unité de traitement). [11]

II.3.3 Classification selon l'écoulement

On peut distinguer 3 modes d'écoulements.

a. Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens (Co-courant)

Il s'agit d'échangeurs dits à Co-courants ou la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie de fluide chaud ; les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase.

La figure (II-1) donne l'évolution qualitative de ces températures le long d'un échangeur tubulaire à Co-Courants très simple, la longueur de l'échangeur a été portée en abscisse, les températures sont repérées à l'aide d'indices signifiant entrée et sortie, 1 désignant le fluide chaud et 2 le fluide froid. [11]

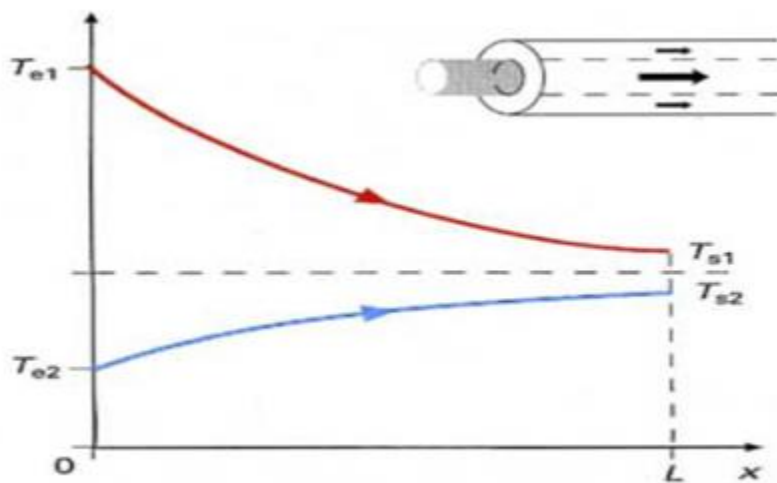


Figure II.1: évolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire Co-Courant

b. Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraire (Contre Courant)

Il s'agit d'échangeurs à contre courants ou la température de la sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie de fluide chaud. Cette disposition est l'une de plus favorables pour l'échange thermique. De la même façon que précédemment, la longueur de l'échangeur considéré a été portée en abscisse figure (II-2). Les températures sont reparties à l'aide d'indices e signifiant entrée et s sortie. [11]

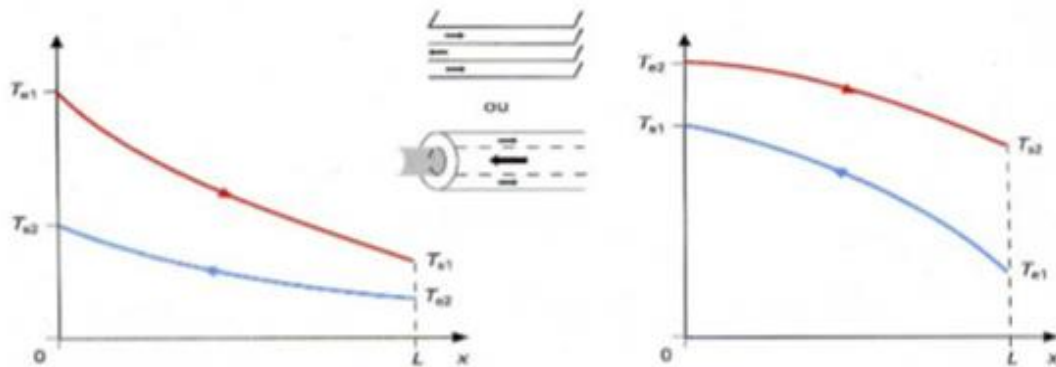


Figure II.2: Evolution qualitative des températures dans un échangeur tubulaire ou à plaque à contre courants.

c. Ecoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage

Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre figure (II-3) Le fluide non brassé est canalisé : c'est celui dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section. L'autre fluide circule librement entre les veines et peut être considéré comme partiellement brassé du fait des tourbillons générés par les tubes.

Le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine fluide. Sans cela, les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de veine. [11]

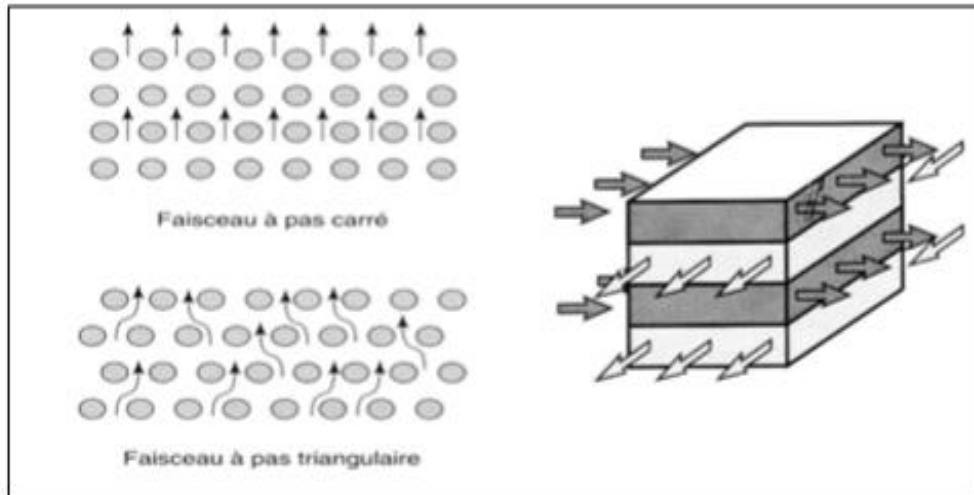


Figure II.3: Courant croises avec faisceaux tubulaires.

II.3.4 Classification selon le principe d'action

On distingue deux types :

a. Les échangeurs de surface

Ce type d'échangeurs est très répandu, l'échange de chaleur entre les produits se fait à travers les parois (surface d'échange).

b. Les échangeurs à mélange

Aucune paroi ne sépare les deux fluides qui sont alors mélangés, les applications dans le domaine du raffinage s'en trouvant en conséquence limitées.

Toutefois, lorsque les deux fluides peuvent être séparés facilement et que la contamination n'est pas un problème majeur, les échangeurs à mélange peuvent être utilisés; c'est en particulier le cas de l'échange entre une phase liquide et une phase gazeuse, le transfert de chaleur étant lié au phénomène de transfert de masse entre phases. [12]

II.3.5 Classification selon la construction

Les principaux types d'échangeur de chaleur rencontrés sont les suivants :

- Les échangeurs tubulaires.
- Les échangeurs à plaques.

a. Les échangeurs tubulaires

Ils présentent un certain nombre d'avantages : en cas particulier ils sont faciles à fabriquer, relativement bon marché, de maintenance aisée et surtout ils peuvent être utilisés à pression élevées et à des fortes températures. Leur robustesse et leur fiabilité contrebalancent leur encombrement. [7]

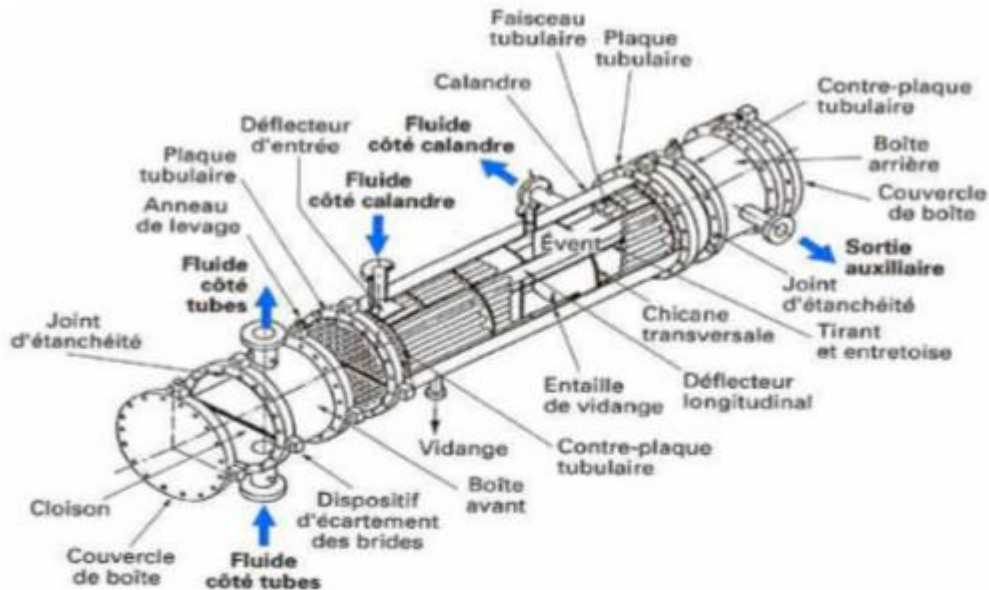


Figure II.4: Echangeur de chaleur tubulaire(TEMA).

On distingue, le plus souvent, les catégories suivantes :

- a) Les échangeurs monotubes pour lequel le tube placé dans un réservoir.
- b) Les échangeurs coaxiaux pour lesquels les tubes sont le plus souvent cintrés.
- c) Les échangeurs multitubulaires qui existent sous 4 formes :

1) Les échangeurs à tubes séparés : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre maintenus écartés par des entretoises.

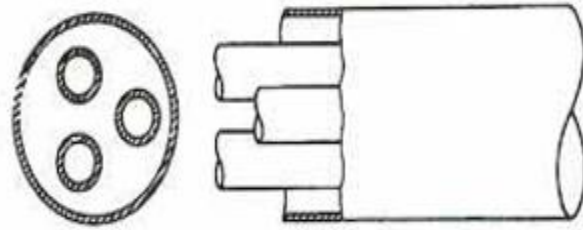


Figure II.5: Tubes séparés

2) Les échangeurs à tubes rapprochés : 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.

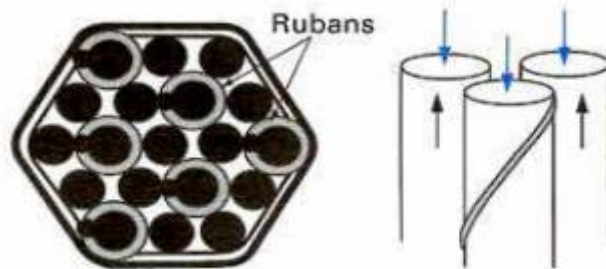


Figure II.6: Tubes rapprochés

3) Les échangeurs à tubes ailetés: ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique ; lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur d'avère moins bon caloporteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes autour des tube ou dans les tube s'impose pour que la résistance thermique globale ne soit pas entièrement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique. [7]

Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons :

Les ailettes transversales divisées en deux groupes : les ailettes continues qui sont traversées par plusieurs tubes et qui sont généralement de forme rectangulaires plane ou ondulées, et les ailettes indépendantes qui sont traversées par un seul tube et qui peuvent être annulaire ou hélicoïdales, pleines ou segmentées. Elles peuvent être aussi à fil performé, poinçonné ou en brosse.

Les ailettes longitudinales qui sont disposées selon l'axe des tubes et qui peuvent être localement torsadées. [7]

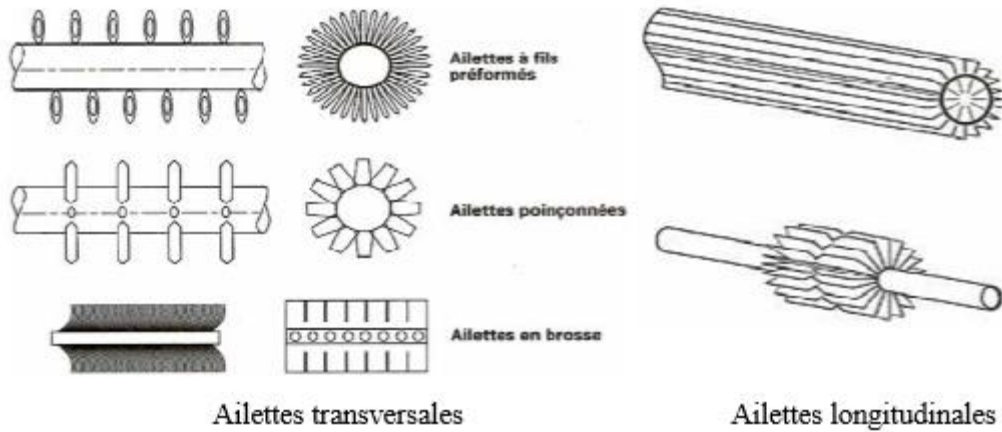


Figure II.7: Disposition des ailettes

4) Les échangeurs à tube et calandre : ou la calandre est une enveloppe métallique cylindrique entourant un faisceau de tubes : ils possèdent une boîte de distribution c'est-à-dire un dispositif qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Ils peuvent être à boîte fixe, à boîte flottante, ou à tube en U avec une boîte à chaque extrémité de l'échangeur.

Les tubes peuvent être supportés par des chicanes afin d'augmenter la vitesse massique du fluide dans le but d'améliorer le coefficient d'échange. Pour cela, un compromis doit être trouvé pour avoir simultanément un coefficient d'échange global et des pertes de charge acceptables. [7]

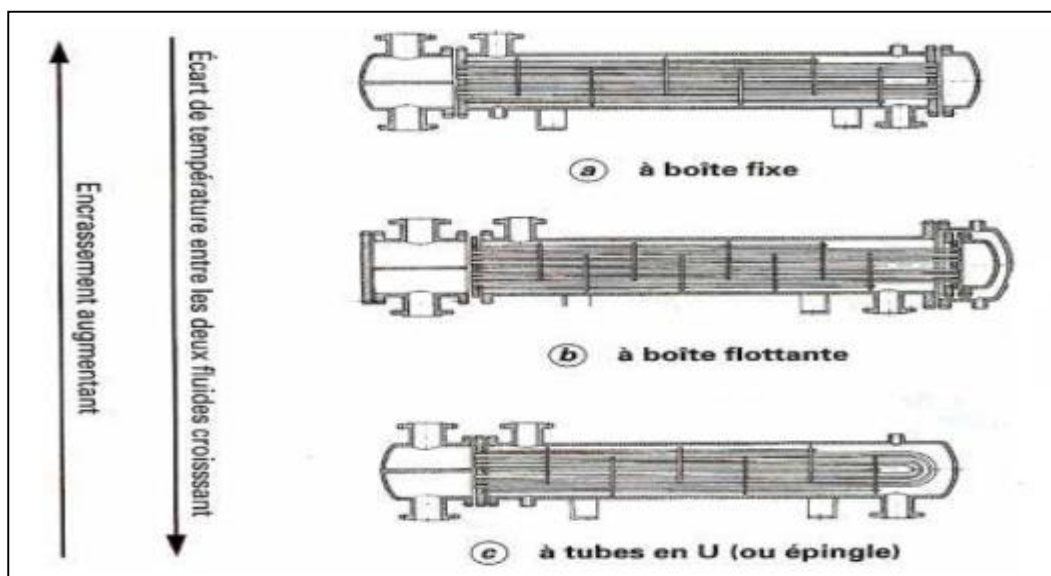


Figure II.8: Echangeur à tube et calandre.

5) Échangeur double tube : Ces échangeurs sont constitués par des éléments rectilignes de deux tubes concentriques raccordés à leurs extrémités par des coudes. Les divers éléments sont tous assemblés par des raccords à démontage rapide, et le remplacement des tubes est possible. Les problèmes de dilatation thermique et d'étanchéité entre le tube intérieur et le tube extérieur sont résolus par l'utilisation de presse étoupe ou de joint torique.

Les tubes sont généralement en acier et les longueurs courantes sont de 3,6 - 4.5 m ou 6m.

On utilise également des tubes en verre et en graphite dans des applications particulières



Figure II.9: Echangeur de chaleur double tube

Ces appareils sont intéressants pour les facilités qu'ils offrent pour le démontage et l'entretien. Ils peuvent fonctionner en contre courant pur, ce qui permet d'obtenir de bons rendements. Par contre, ils présentent les inconvénients suivants:

- ✓ risque de fuites aux raccords.
- ✓ flexion du tube intérieur si la longueur est importante.
- ✓ surface d'échange faible pour le volume global de l'appareil par suite du rayon minimal des coudes reliant les longueurs droites des tubes. [7]

b. Les échangeurs à plaque

Les échangeurs à plaques sont constitués de plaques formées dont les alvéoles constituent les chemins empruntés par les fluides. Les plaques sont assemblées de façon que le fluide puisse circuler entre elles. La distribution des fluides entre les plaques est assurée par un jeu de joints de telle sorte que chacun des deux fluides soit envoyé alternativement entre deux espaces inter plaques successifs.

Les fluides peuvent ainsi échanger de la chaleur à travers les plaques, l'avantage principal de ce type d'échangeur est la compacité. En effet, on voit bien que ce dispositif permet une grande surface d'échange dans un volume limité.

Les échangeurs à plaques sont très utilisés dans l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) ou l'industrie nucléaire. Les plaques sont généralement en acier inoxydable en particulier dans l'agroalimentaire pour des raisons évidentes d'hygiène et de santé publique. A noter que l'utilisation de joints en matières organiques réduit la gamme de températures de fonctionnement. [18]

II.4 Différents types des échangeurs à plaques

II.4.1 Les échangeurs à plaques et joints

Dont la surface d'échangeur est composée de série de plaques métalliques, équipés de joints, serrés les unes contre les autres à l'aide des tirons entre deux flasques, l'un fixe et l'autre mobile.

Les plaques définissent un ensemble de canaux dans lesquelles circulent respectivement chacune des fluides. Les échangeurs à plaques et joints sont surtout utilisés pour le transfert de chaleur monophasique, mais de plus en plus l'application existe en double phases condensation ou évaporation. [18]

II.4.2 Les échangeurs à plaques serties

Les échangeurs sont constitués par des tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposé des ailettes. Ces échangeurs sont en générale fabriqués on tôleries légère (acier galvanisé, inoxydable, aluminium,...).

Les fluides empruntent sur deux et la circulation soit à contre-courant soit à courant croisé. Les ailettes sont de types très variés. Ces échangeurs sont en générales utilisées en récupération de l'air. [18]

II.4.3 Les échangeurs à plaques soudée:

Ces échangeurs sont en général fabriqués à l'aide des matériaux plus noble tel que l'acier inoxydable, le titan, le nickel, ... on distingue :

✓ L'échangeur lamellaire

C'est variante de l'échangeur à tube et calandre dans lequel le faisceau est constitué de « tubes aplatis » ou lamelle. [19]

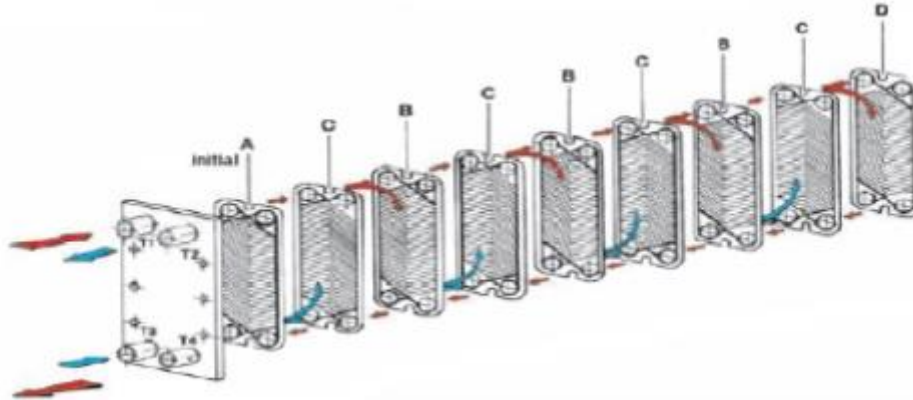


Figure II.10: schéma de principe de l'échangeur à plaque.

II.5 Autres types d'échangeurs

Parmi les échangeurs thermiques, il convient également de citer les échangeurs où l'un des deux fluides change de phase. Il s'agit du cas particulier des évaporateurs tubulaires ou à plaques (où le fluide froid passe de l'état liquide à l'état gazeux), et des condenseurs tubulaires ou à plaques (où le fluide chaud passe de l'état gazeux à l'état liquide). Ils sont généralement utilisés pour concentrer une solution, refroidir un fluide ou produire de la vapeur. La technologie de ces types porte surtout sur le matériau de construction ainsi que sur les conditions d'amenée des fluides. Les matériaux les plus utilisés dans les échangeurs sont les aciers inoxydables et le titane, mais d'autres matériaux sont également employés, notamment pour limiter l'effet des phénomènes de corrosion, comme le graphite, la céramique, le verre et les plastiques. L'objectif est d'améliorer la résistance des échangeurs afin de les rendre plus faibles lorsqu'ils sont utilisés dans des cycles thermiques. [13]

II.6 Conception des échangeurs de chaleurs

L'échangeur à faisceau et calandre est le plus répandu au niveau des unités de traitement des hydrocarbures. Le principe du faisceau logé à l'intérieur d'une calandre a été également retenue dans la construction de condenseur et rebouilleur.

L'appareil est constitué par un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires et portant un certain nombre de chicanes. [14]

D'après la construction on distingue quatre types d'échangeur à faisceau et calandre :

- à plaque tubulaire fixes (construction rigide).
- à compensateur de dilatation thermique.
- à tête flottante.
- à tube en U.

II.6.1 Échangeur de chaleur à plaques tubulaires fixe

Ces échangeurs de chaleur possèdent deux plaques tubulaires à la calandre, ceci favorise de l'apparition des contraintes thermiques dans les tubes et dans la calandre à cause de l'écart de température entre les deux fluides circulés.

L'échangeur repose sur deux supports dont l'un est fixe (coté boîte de distribution) et l'autre mobile, ce dernier assure les dilatations thermiques libres de la calandre par rapport à la fondation de béton.

L'écart de la température entre les tubes et la calandre égale à 50°C est la limite supérieure d'application de ces échangeurs. [14]

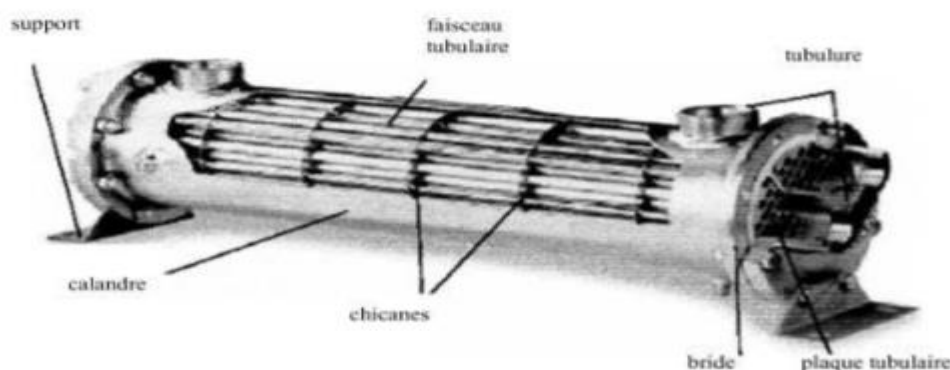


Figure II.11: Echangeur de chaleur à plaques tubulaires fixe.

II.6.2 Échangeur de chaleur à compensateur de dilatation thermique

A part le compensateur, l'appareil est semblable à l'échangeur de type rigide et possède les mêmes avantages et inconvénients. Mais grâce au compensateur, il peut s'employer dans les conditions thermiques plus rudes, mais diminue leur grandeur.

Dans ces appareils, la charge axiale due à la pression intérieure s'applique presque totalement aux tubes, comme la charge supportée par la calandre peut être négligée grâce à la faible rigidité des gaufres ne s'usent presque pas en service et résiste toujours à la charge axiale.

II.6.3 Echangeur de chaleur à tête flottante

Etant très répandu, cet appareil possède une dite tête flottante, montée par l'intermédiaire de la plaque tubulaire mobile sur une extrémité du faisceau. Dans ces appareils, la première plaque tubulaire est bridée à la calandre, par contre la deuxième est mobile. Elle forme avec le couvercle, la tête flottante, le faisceau tubulaire du côté de la plaque mobile n'est pas très lié à la calandre et peut se mouvoir librement pendant les variations des températures des tubes, ceci diminue de l'intensité des contraintes thermiques dans la construction. [14]



Figure II.12: Echangeur de chaleur à tête flottante

II.6.4 Echangeur de chaleur à tubes en U

Grâce à la dilation libre des tubes en U, la construction est aussi exempte de contrainte thermique. Remplacement de la tête flottante par des tubes en U rend l'appareil moins coûteux, mais le nettoyage mécanique à l'intérieur des tubes est impossible. Il est aussi impossible de changer des tubes détériorés. L'avantage de ces échangeurs est le fait que les tubes peuvent se dilater librement ce qui diminue les contraintes thermiques dues à la différence de température entre les parois des tubes et de la calandre. [14]

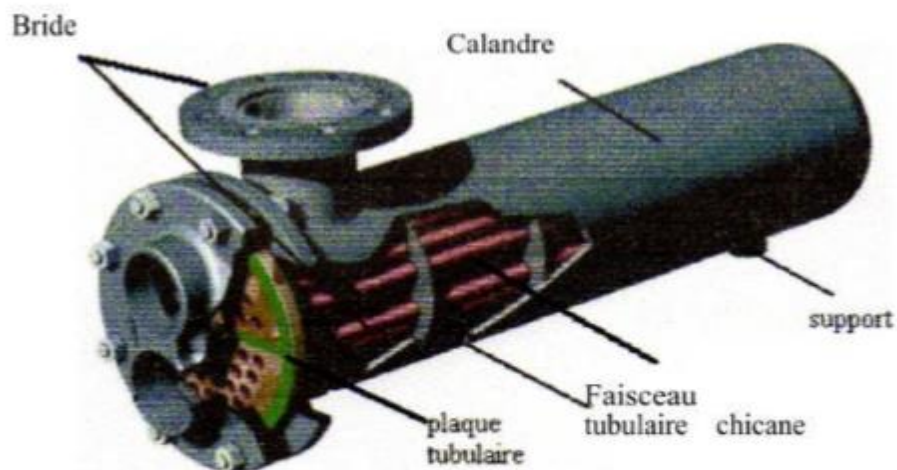


Figure II.13: Echangeur de chaleur à tubes en U.

II.7 Pièces faisant partie des échangeurs de chaleur à faisceau et calandre

II.7.1 La calandre

L'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres. A chaque extrémité sont soudées des brides avec plaques de renforcement selon la pression de service. Enfin la calandre pourra être équipée d'un anneau de levage et portera la plaque d'identification de l'appareil.



Figure II.14: Calandre simple à une seule phase.

II.7.2 Le faisceau de tubes

Les tubes constituant les faisceaux forment une classe spéciale répondant aux spécifications des normes TEMA (Tubular Exchanger Manufacture Association).

Le diamètre nominal correspondant au diamètre extérieur pour lequel les tolérances sont sévères. Les épaisseurs des tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham Wire Gage).

II.7.3 Disposition des tubes

Les tubes sont fixés à leurs extrémités par mandrinage ou dudgeonnage dans deux plaques tubulaires.

La perforation des trous s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire fig.(II.15)

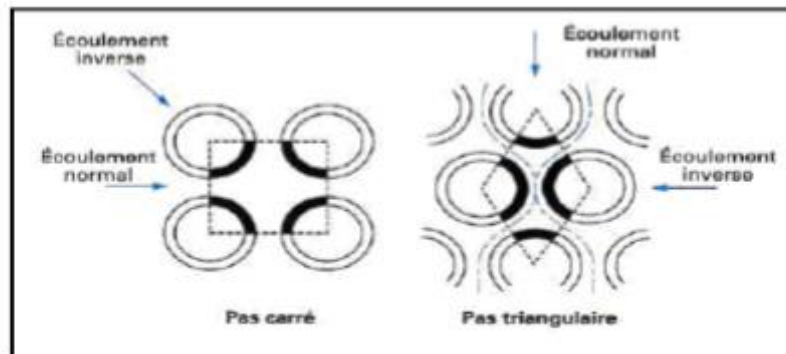


Figure II.15: Disposition des tubes

-Choix du pas:

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% des tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contre partie, la disposition des tubes ne permet pas leur nettoyage extérieur par insertion de grattoirs ou de racloirs à travers le faisceau.

Pour choisir la configuration géométrique, on utilise le rapport pas /diamètre extérieure de tubes ($P/d_{ext, tube}$). Il doit être supérieur ou égale à 1,25.

Cette définition est conditionnée pour le facteur de perte de charge dans les conduites cylindrique.

Notons que :

- Les tubes sont fixés sur les plaques tubulaires soit par dudgeonnage (mandrinage) ou par soudage (grand température et pression).
- Les tubes utilisés dans ces appareils sont généralement en acier au carbone bien soudable ; pour la calandre et les autres accessoires en acier bien résistant que les tubes.

II.7.4 Plaques tubulaires

Ces sont des plaques percées supportant les tubes à leur extrémités. Leur épaisseur (5 à 10 cm) est calculée en fonction de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes d'une part, et les contraintes dues aux différences de dilatation entre les tubes et le calandre d'autre part.

Les plaques tubulaires sont dimensionnées spécifiquement dans le respect des impositions des codes ou des standards TEMA. En aucun cas l'épaisseur doit être inférieure à $\frac{3}{4}$ in, surépaisseur de corrosion ne dépasse pas 3 mm.

II.7.5 Les Chicanes

Elles sont pour rôle de diminuée la vitesse du fluide dans la calandre et la rigidité du faisceau, et augmenter la rigidité du faisceau, pour éviter des phénomènes de vibration et de flambage.

Des chicanes transversales de différents types peuvent être mises en place pour régler le coefficient de convection côté calandre : la solution chicanes segmentées permet de réaliser une circulation transversale au faisceau Sauf conception spéciale, le pas B entre deux chicanes consécutives n'est jamais inférieur à $D_c/5$ ou 2 in.

L'ouverture de segmentation est définie par h/D_c . les tubes du faisceau sont enfilés dans les trous aménagés dans les chicanes ; Celles-ci sont maintenues en place par un ensemble de tirants et entretoises, ces dernières étant le plus souvent des tronçons de tubes.

[1]



Figure II.16: disposition des chicanes.

II.7.6 Les tirants et entretoises

Ils permettent d'avoir les chicanes en position désirée en évitant les déplacements provoqués par la force engendrée par le fluide qui les heurte figure (II.17), en générale le nombre des tirants varie de 2, 4, 6 jusqu'à 8 suivant le diamètre de l'échangeur.

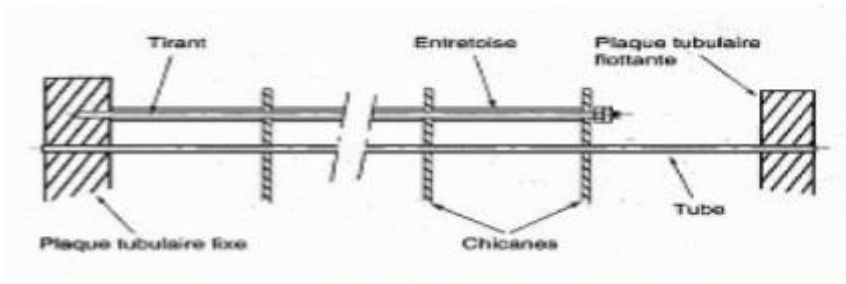


Figure II.17: Disposition des tirants et entretoises

II.7.7 Les déflecteurs

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, 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 (ρ : masse volumique, (u) vitesse du fluide). Ces déflecteurs, d'une épaisseur de l'ordre de 12 mm, sont circulaires, soudés sur des tirants ou entretoise. [1]

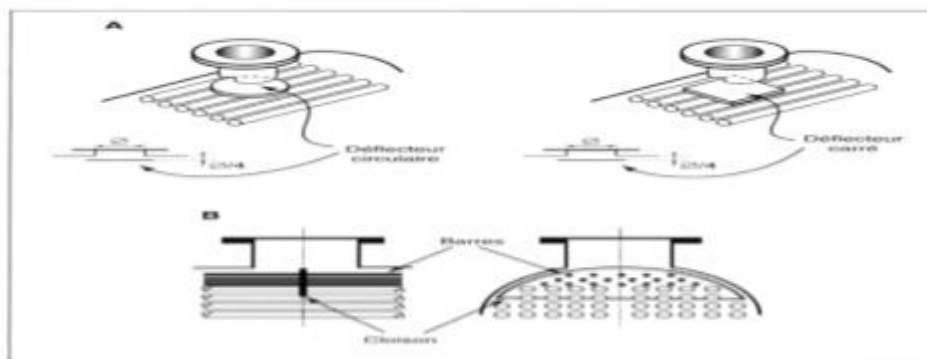


Figure II.18: Différents types de déflecteurs

II.7.8 Boîtes d'échangeurs

C'est l'organe qui distribue ou recueille le fluide aux extrémités des tubes. Sauf pour le tube en U, il y a une boîte à chaque extrémité de l'échangeur. La disposition des boîtes dépend non seulement du type choisi mais aussi de nombre de passes. La liaison cloison-plaque tubulaire est en général assurée par un joint. Les boîtes sont le plus souvent réalisées avec un matériau peu différent de celui de tubes. [15,16]

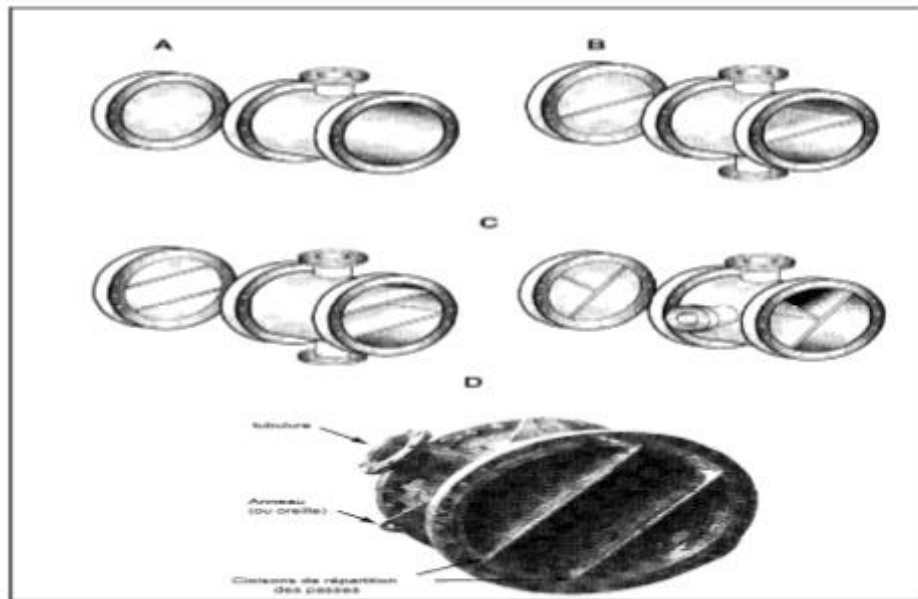


Figure II.19: Différents types de boîtes de distribution

II.8 Revues bibliographiques

V.K.Patel et R.V.Rao [21], ont utilisés une technique d'optimisation non traditionnelle, appelée optimisation des essaims de particules (PSO), pour la conception d'optimisation des échangeurs de chaleur à tube et à calandre du point de vue économique. Minimisation du total annuel, le coût est considéré comme une fonction objective. Trois variables de conception telles que le diamètre interne de la coque, le diamètre du tube et l'espacement des chicanes sont pris en compte pour l'optimisation. Deux plans de tubes à savoir triangle ou carrés sont également considérés pour l'optimisation. Quatre études de cas différentes sont présentées pour démontrer l'efficacité et la précision de l'algorithme proposé. Les résultats de l'optimisation utilisant la technique PSO sont comparés à ceux obtenus en utilisant un algorithme génétique (GA).

J-F. Zhang, Y-L. He et W-Q. Tao [22], Ont réalisé une simulation numérique 3D d'un échangeur de chaleur complet à hélice à recouvrement intermédiaire les chicanes sont réalisées en utilisant les codes commerciaux de GAMBIT 2.3 et FLEUNT 6.3. La validation du modèle informatique est effectuée en comparant le total chute de pression et nombre moyen de Nusselt de l'ensemble de l'échangeur thermique avec données expérimentales. Raisonnablement un bon accord est obtenu, et les raisons de la divergence sont analysées.

Uday C. Kapale, Satish Chand [23], ont étudiés un modèle théorique de la perte de charge côté calandre a été développé. Le modèle incorpore l'effet de la chute de pression dans l'entrée et les pertes dans les segments créés par les chicanes. Les résultats du modèle pour les

nombres de Reynolds correspondent plus étroitement aux résultats expérimentaux disponibles dans la littérature par rapport aux modèles analytiques développés par d'autres chercheurs pour différentes configurations d'échangeurs de chaleur.

J-F.Zhang, B. Li, W-J. Huang, Y-G .Lei, Y-L. He et W-Q. Tao [24], Dans cet article, il sont présentés des essais expérimentaux et des comparaisons pour plusieurs échangeurs de chaleur à tube et à calandre, un avec des chicanes segmentaires et quatre avec des déflecteurs hélicoïdaux à des angles d'hélice de 20^0 , 30^0 , 40^0 et 50^0 .

E. Ozden, I. Tari [25], ont étudiés par modélisation numérique l'espacement des chicanes, la coupe des chicanes et les dépendances du diamètre de la calandre, le coefficient de transfert de chaleur et de la perte de charge pour un petit échangeur de chaleur. Ils sont effectués Un ensemble de simulations CFD pour la calandre de l'échangeur de chaleur à tube unique avec un nombre variable de chicanes et un écoulement turbulent.

Z. Zhang, D. Ma, X. Fang et X. Gao [26], ils ont étudiés les caractéristiques de transfert de chaleur d'un échangeur de chaleur à déflecteur hélicoïdal combiné à un tube à ailettes en trois dimensions. Les expériences ont été réalisées en contre-courant avec de l'huile chaude du côté de la calandre et de l'eau froide dans le tube. Les coefficients de transfert de chaleur globaux ont été calculés et les coefficients de transfert thermique du côté de la calandre et du tube ont été déterminés en utilisant Complot de Wilson. Un programme commercial de dynamique des fluides de calcul (CFD) appelé Fluent 6.0 a été utilisé pour prédire le débit et la performance du transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur. Les résultats numériques correspondent bien aux mesures. Les différences maximales entre les résultats numériques actuels et les données expérimentales sont respectivement d'environ 6,3% pour le nombre de Nusselt et de 9,8% pour la perte de charge.

Q. Wang, Q.Chen, G. Chen et M. Zeng [27], ont effectués une étude sur un échangeur de chaleur à tube et à calandre, cet échangeur à plusieurs calandres et à enveloppe traversant avec déflecteurs hélicoïdaux continus dans la coque extérieure passe a été inventé pour améliorer la performance de transfert de chaleur et simplifier la fabrication processus. Et ils ont fait une comparaison entre le premier échangeur chaleur avec l'échangeur de chaleur tubulaire conventionnel avec chicanes segmentaires) par le moyen de la méthode de dynamique des fluides numérique (CFD).

J: P. STEHLÍK, J. NĚMČANSKÝ, D. KRAL et L. W. SWANSON [28], ils ont fait une étude sur Les facteurs de correction de transfert de chaleur et de perte de charge basés sur la méthode de Bell-Delaware ont été comparés pour un échangeur de chaleur à chicane segmenté optimisé et un échangeur de chaleur à déflecteur hélicoïdal. En général, les résultats ont montré que les déflecteurs hélicoïdaux correctement conçus améliorent considérablement le transfert de chaleur tout en réduisant la perte de charge de l'échangeur.

A. S. Kasumu, N. N. Nassar et A. K. Mehrotra [29], Ont étudié expérimentalement sur un banc d'essai échangeur de chaleur tube calandre au niveau du laboratoire, le travail consiste à évaluer les facteurs qui affectent le transfert thermique dans l'échangeur de chaleur tube calandre, le mode de transfert de chaleur étudié et la convection à l'intérieur des tubes et le transfert thermique par condensation en dehors des tubes. Ces mesures expérimentales sont employées pour estimer le coefficient de transmission de chaleur général pour des débits variables du liquide froid, qui est comparé à cela obtenu à partir des corrélations tirées de la littérature les résultats ont été très satisfaisants.

Y. Lei, Y. Li, S. Jing, C. Song, Y. Lyu, et F. Wang [30], Ont fait une comparaison entre Deux échangeurs de chaleur tube et calandre avec des chicanes conçues pour l'économie d'énergie. Des chicanes inclinées. La simulation numérique a été faite sur ANSYS, ils ont effectué la vérification du rendement thermo hydraulique des deux échangeurs de chaleur. Le flux de chaleur et les isothermes ont été étudiés et interprétés.

Y. Ren, Y. Jiang, W. Cai, Z. Wu et S. Li [31], Ont élaboré un modèle pour explorer le transfert thermique lors de l'ébullition nucléée dans l'échangeur de chaleur spirale, qui a été employé pour le gaz naturel liquéfié (LNG). Le travail a été fait sur ANSYS CFX, validé par les données expérimentales. Les résultats prouvent que les déviations entre les résultats de simulation et les données expérimentales sont moins de $\pm 13\%$. Les corrélations sont dans la bonne exactitude, les déviations entre les résultats de calcul de corrélation et les résultats de simulation sont à moins de $\pm 25\%$.

A. A. Abd, M. Q. Kareem et S. Z. Naji [32], Leur étude est la vérification des effets du diamètre et la longueur de tube sur la chute de pression et sur le coefficient de transmission de chaleur pour deux géométries les ailettes triangulaires et carrées. De plus, l'effet de l'espacement de cloison et aussi mis en évidence sur la chute de pression et le coefficient de transmission de chaleur. L'augmentation du diamètre des tubes avec des ailettes triangulaires induit une augmentation du coefficient de transfert de la chaleur de 3% pour une

Chapitre II : Généralités sur les échangeurs de chaleur et Revues bibliographiques

augmentation du 0.05m du diamètre des tubes. Par contre la réduction des espaces entre les ailettes de 0.2 fait diminuer le coefficient de transfert de 15,15%, l'augmentation de la longueur de 0.61m des tube fait augmenter le transfert de chaleur de 31,9% et les pertes de charge. Cette étude peut aider d'autre ingénieur pour mieux comprendre d'autre aspects sur les échangeurs de chaleur tube –calandre.

III.1 Introduction

Pour l'étude d'un échangeur de chaleur , on cherche le plus souvent pour une puissance d'échange thermique donnée, à caractériser tous les paramètres qui le définissent c'est-à-dire sa surface d'échange, les matériaux utilisés, le diamètre des tubes...l'intérêt économique étant le facteur prépondérant, on cherchera à fabriquer des échangeurs avec le moins de surface d'échange thermique (réduction du cout d'investissement) et de perte de charge possible (réduction du cout d'exploitation). Pour ce faire, des techniques de calcul des performances globales de l'échangeur ont été développées. Les phénomènes physiques propres aux échangeurs étant complexes, ces calculs sont approximatifs basées sur des hypothèses plus au moins vérifiées. Deux méthodes existent:

- ✓ la moyenne logarithmique de la différence de température "DTLM".
- ✓ nombre d'unités de transferts "NUT".

III.2 La distribution de température dans un échangeur de chaleur

Le transfert de chaleur du fluide chaud vers le fluide froid cause un changement de température de l'un ou des deux fluides circulant dans l'échangeur de chaleur figure (III.1).
[17]

A partir des distributions de température des divers types d'échangeurs de chaleur les observations communes sont :

1. Dans l'échangeur à contre-courant, l'augmentation de la température du fluide froid est presque égale à la chute de température du fluide chaud.
2. Dans tous les cas la différence de température entre les fluides chaud et froid varie avec la position le long du chemin du fluide chaud.

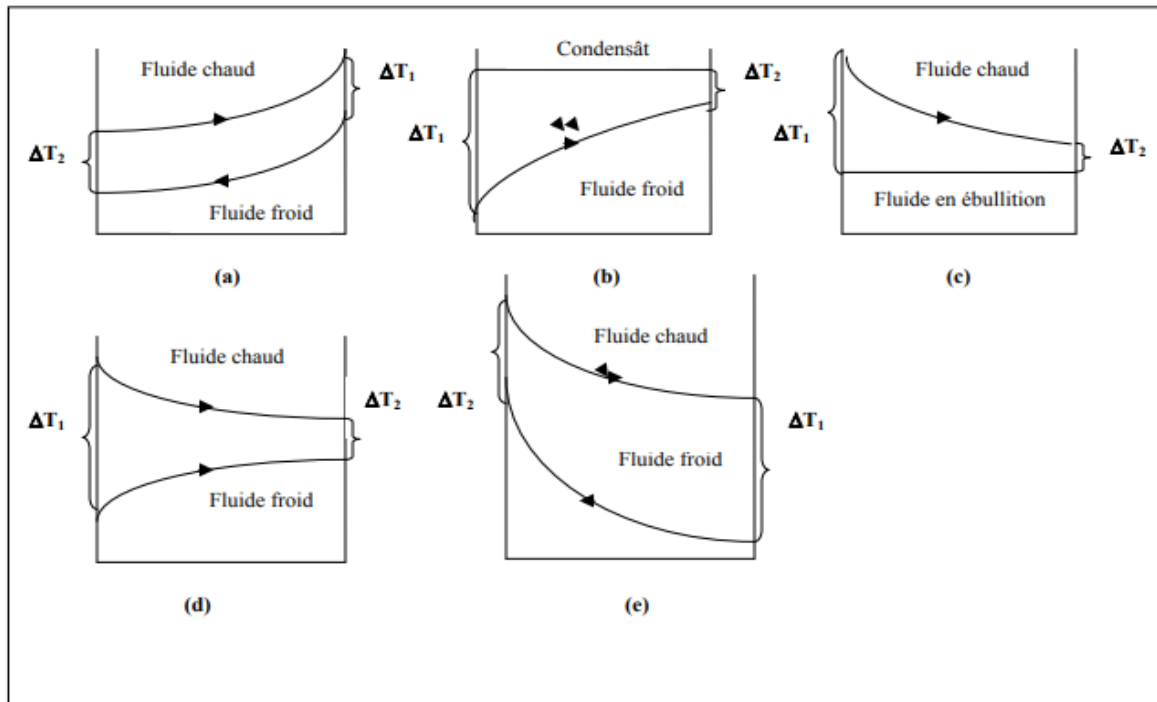


Figure III.1: La distribution de température dans les échangeurs de chaleur :

1. Différence de température uniforme ou flux de chaleur uniforme ;
2. Condenseur ;
3. Bouilleur ;
4. A Co-courant ;
5. A contre-courant.

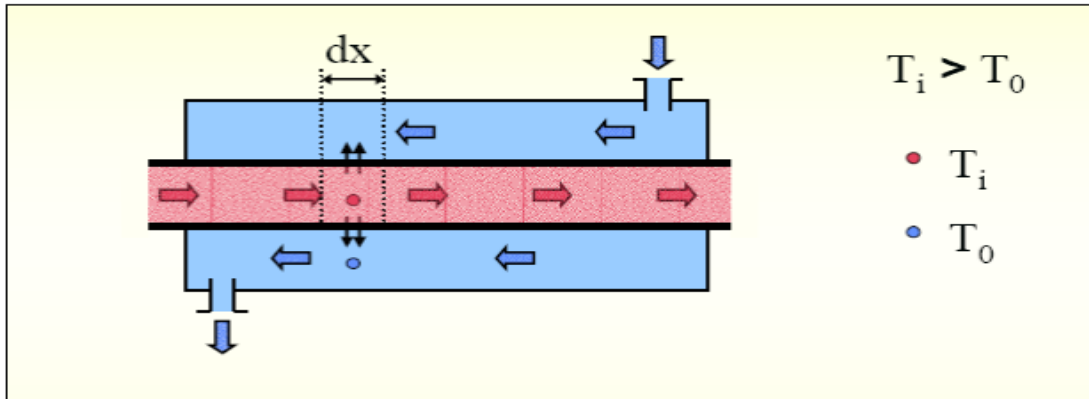
III.3 Le coefficient global d'échange (K_o)

Si on considère un échangeur de chaleur constitué de deux conduites dans lesquelles s'écoulent deux fluides tels qu'illustré sur la (figure (III.2) (a) et (b)). Nous avons trois résistances au transfert : Sur la paroi interne du tube, convection h_i Dans l'épaisseur du tube conduction, k Sur la paroi externe du tube, convection h_e . En régime permanent, le flux de chaleur s'exprime :

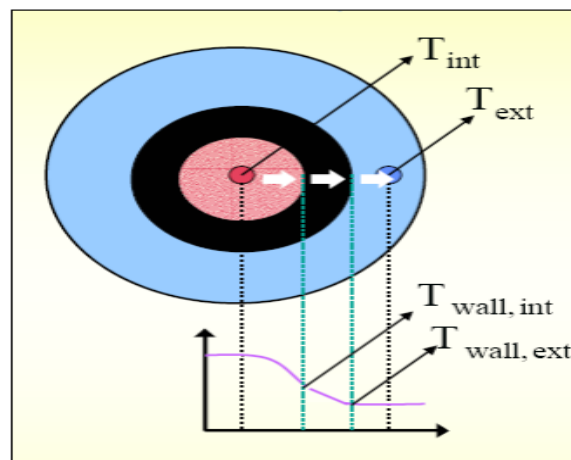
$$\Phi = \frac{T_i - T_e}{\frac{1}{h_i S_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e S_e}} \tag{III-1}$$

On introduit le coefficient global d'échange K_o , le flux s'écrit :

$$\Phi = K_o S \Delta T_{moyenne} \tag{III-2}$$



(a)



(b)

Figure III.2 : Echangeur de chaleur entre deux conduites :

(a) Représentation des conduites ;

(b) Vue de coup de l'échangeur.

Le coefficient de transfert est basé sur l'utilisation de la surface externe ou interne de la conduite selon le choix de l'utilisateur.

-Si la surface interne est utilisée alors le coefficient global d'échange et le flux de chaleur s'exprime :

$$\Phi = \frac{T_i - T_e}{\frac{1}{h_i} + \frac{S_i \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi kL} + \frac{S_i}{h_e S_e}} \quad \text{(III.3a)}$$

$$\Phi = K_o S_i \Delta T_{moyenne} \quad \text{(III.3b)}$$

-Si la surface externe est utilisée alors le coefficient global d'échange et le flux de chaleur s'exprime :

$$\Phi = \frac{T_i - T_e}{\frac{S_e}{S_i h_i} + \frac{S_e \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e}} \quad (\text{III.4a})$$

$$\Phi = K_o S_e \Delta T_{\text{moyenne}} \quad (\text{III.4b})$$

La détermination du flux de chaleur nécessite la détermination d'une différence de température moyenne.

Remarque :

L'expression précédente ne tient pas compte des problèmes d'encrassement (Fouling), exemple le dépôt du tartre sur les conduites d'eau. Le dépôt du tartre dans ou sur les tubes provoque une résistance thermique supplémentaire.

On introduit une résistance d'encrassement interne R_f^{int} et une résistance d'encrassement externe R_f^{ext} . [19]

III.4 Evaluation des performances thermiques d'un échangeur en régime permanent

Dans l'étude d'un échangeur de chaleur, on cherche à atteindre la puissance d'échange nécessaire avec la plus faible surface possible. L'aspect thermique de l'étude consiste en fait évaluer principalement les performances thermiques c'est-à-dire le flux de chaleur dégagé.

III.4.1 Hypothèses de calcul

Les hypothèses admises sont :

- La chaleur massique des fluides caloporteurs est constante ;
- Le coefficient d'échange global est constant tout le long de la surface d'échange ;
- L'échange est sans perte.

III.4.2 Méthode de la moyenne logarithmique DTLM

A) Cas d'un échangeur à courant parallèle

Considérons un élément de surface dS appartenant à la surface d'échange d'un échangeur simple passe à courant parallèle figure (III.3). [19]

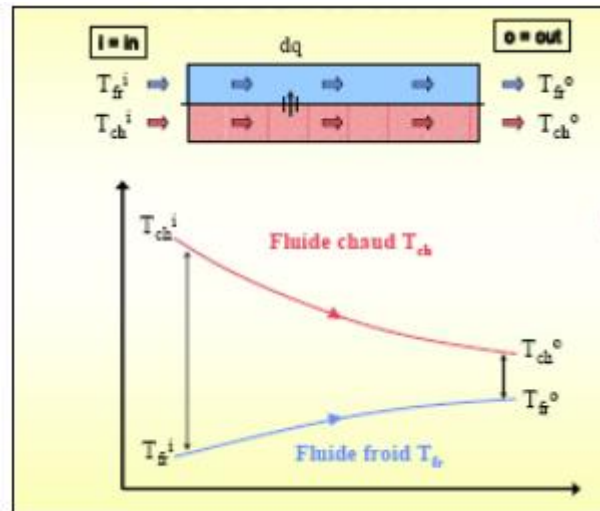


Figure III.3: Distribution de la température dans un échangeur simple à Co-courant.

Le flux de chaleur échangé entre les deux fluides à travers la surface dS est :

$$d\varphi = K_o dS (T_c - T_f) \tag{III.5}$$

D'autre part, le flux de chaleur perdu par le fluide chaud est donné par :

$$d\varphi = -\dot{m}_c C_{pc} dT_c \tag{III.6a}$$

Avec :

$d\varphi$: Le flux de chaleur perdu par le fluide chaud ;

C_{pc} : La chaleur massique du fluide chaud ;

dT_c : La variation élémentaire de la température du fluide chaud ($dT_c < 0$) voir la figure (III.3).

De même pour le fluide froid le flux de chaleur gagné est donné par :

$$d\varphi = \dot{m}_f C_{pf} dT_f \tag{III.6b}$$

Avec :

$d\varphi$: Le flux de chaleur gagné par le fluide froid ;

C_{pf} : La chaleur massique du fluide froid ;

dT_f : La variation élémentaire de la température du fluide froid ($dT_f > 0$) voir la figure (III.3).

A partir des équations (III.6a) et (III.6b), nous avons :

$$dT_c = - \frac{d\phi}{\dot{m}C_{pc}} \quad (\text{III.7a})$$

$$dT_f = \frac{d\phi}{\dot{m}C_{pf}} \quad (\text{III.7b})$$

Donc:

$$dT_c - dT_f = - \frac{d\phi}{\dot{m}C_{pc}} - \frac{d\phi}{\dot{m}C_{pf}} \quad (\text{III.8})$$

Remplaçant le flux de chaleur par ça valeur, on aura :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -K_o dS \left(\frac{1}{\dot{m}C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}C_{pf}} \right) \quad (\text{III.9})$$

Puisque les chaleurs massiques des deux fluides sont constantes et le coefficient d'échange global est de même, intégrant entre l'entrée et la sortie(e et s).

$$\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = K_o S \left(\frac{1}{\dot{m}C_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}C_{pf}} \right) \quad (\text{III.10})$$

A partir des relations (III.6a) et (III.6b), on remplace le produit du débit massique et la chaleur massique en fonction du flux de chaleur des deux fluides, on obtient :

$$\ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = K_o S \left(\frac{T_{cs} - T_{ce} + T_{fe} - T_{fs}}{\phi} \right) \quad (\text{III.11})$$

$$\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}} \right) = K_o S \left(\frac{T_{ce} - T_{fe} - T_{cs} + T_{fs}}{\phi} \right) \quad (\text{III.12})$$

Donc, le flux de chaleur est donné par la relation suivante :

$$\phi = K_o S \frac{[(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})]}{\ln \left[\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}} \right]} \quad (\text{III.13})$$

On introduit les indices suivants :

$$\Delta T = T_c - T_f \quad (\text{III.14})$$

a et b sont des indices d'entrée et de sortie de l'échangeur. Nous aurons :

$$d\phi = K_o S DTLM \quad (\text{III.15})$$

Avec :

$$DTLM = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad (\text{III.16})$$

DTLM : étant la température logarithmique de la différence de température globale entre les deux fluides.

La différence de température à l'entrée $\Delta T_a = T_{ce} - T_{fe}$ (III.17a)

La différence de température à la sortie $\Delta T_b = T_{cs} - T_{fs}$ (III.17b)

B) Cas d'un échangeur à contre courant

De la même façon que le Co-courant figure (III.4) on trouve que :

$$d\varphi = K_o S DTLM \tag{III.18}$$

Avec :

$$DTLM = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \tag{III.19}$$

Avec :

La différence de température à l'entrée $\Delta T_a = T_{ce} - T_{fs}$ (III.20a)

La différence de température à la sortie $\Delta T_b = T_{cs} - T_{fe}$ (III.20b)

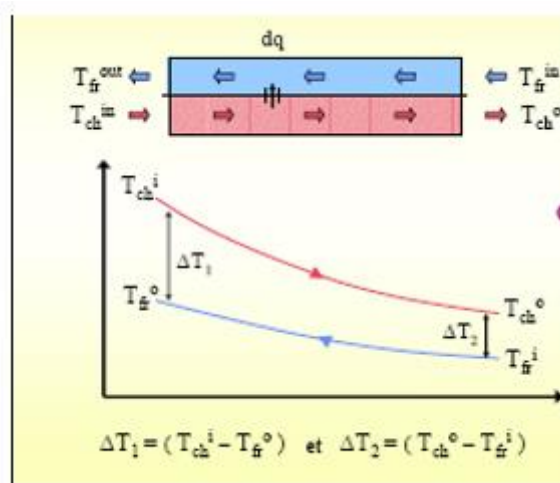


Figure III.4 : Distribution de la température dans un échangeur simple à contre courant.

C) Cas d'un condenseur

La température du condensât (fluide chaud) reste constante. Donc, les différences de températures peuvent être utilisées avec les équations (III.15) et (III.16):

$$\Delta T_a = T_c - T_{fe} \tag{III.21a}$$

$$\Delta T_b = T_c - T_{fs} \tag{III.21b}$$

D) Cas d'un évaporateur

La température du fluide froid (vapeur) reste constante. Donc, la différence de température moyenne logarithmique peut être calculé on utilisant équations (III.16) avec:

$$\Delta T_a = T_{ce} - T_s \tag{III.22a}$$

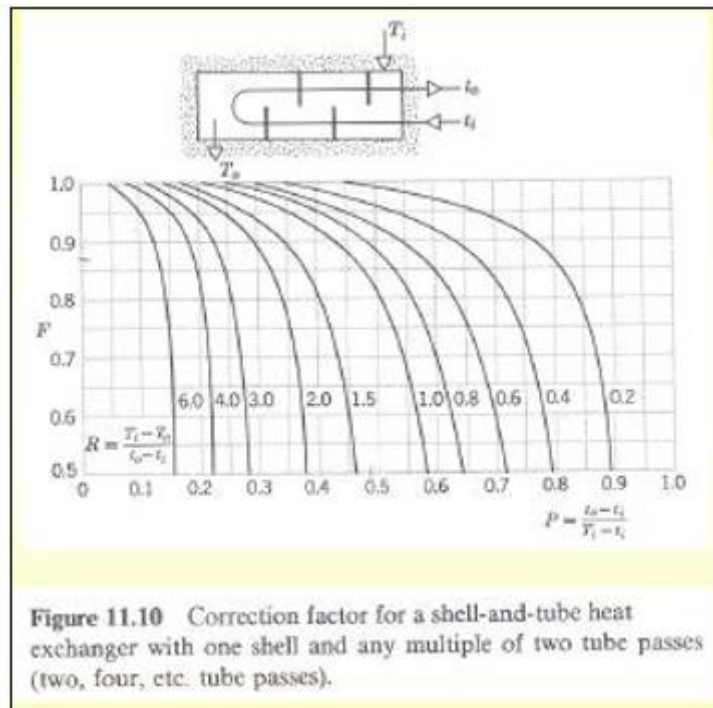
$$\Delta T_b = T_{ce} - T_f \tag{III.22b}$$

E) Cas d'autre configuration : courants croisés, configuration mixtes, etc.....

Pour les échangeurs à courants croisés ou autres, la quantité DTLM ne présente plus la différence de température logarithmique moyenne réelle. On introduit alors un facteur de correction F (inférieur à l'unité) fourni par des abaques figure (III.5a, b, c) et traduisant la nature de l'écoulement tel que :

$$\varphi = K_o S F DTLM \tag{III-23}$$

DTLM est obtenue à partir de l'analyse effectuée pour le cas contre-courant.



(a)

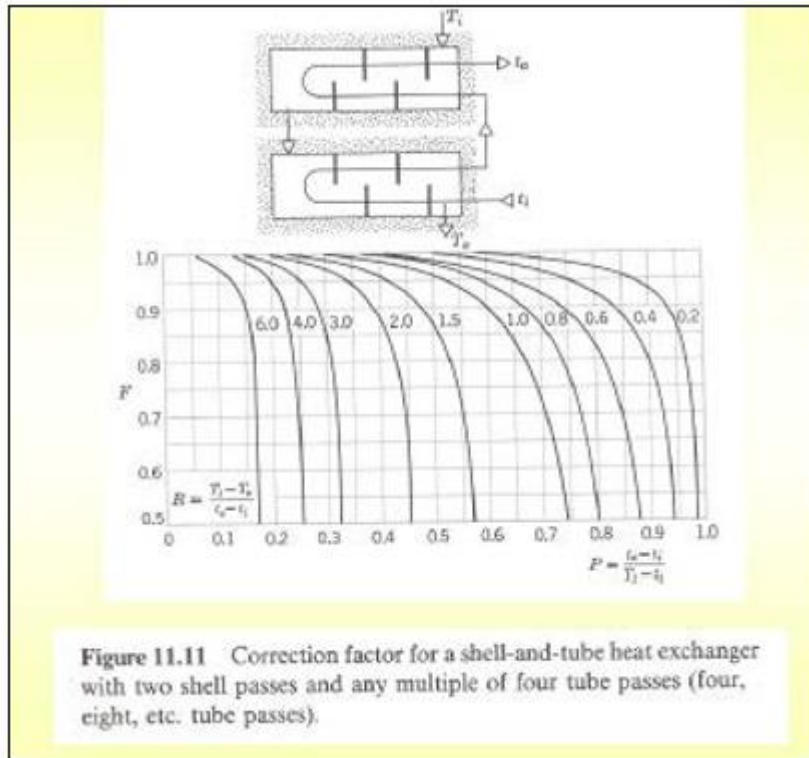


Figure 11.11 Correction factor for a shell-and-tube heat exchanger with two shell passes and any multiple of four tube passes (four, eight, etc. tube passes).

(b)

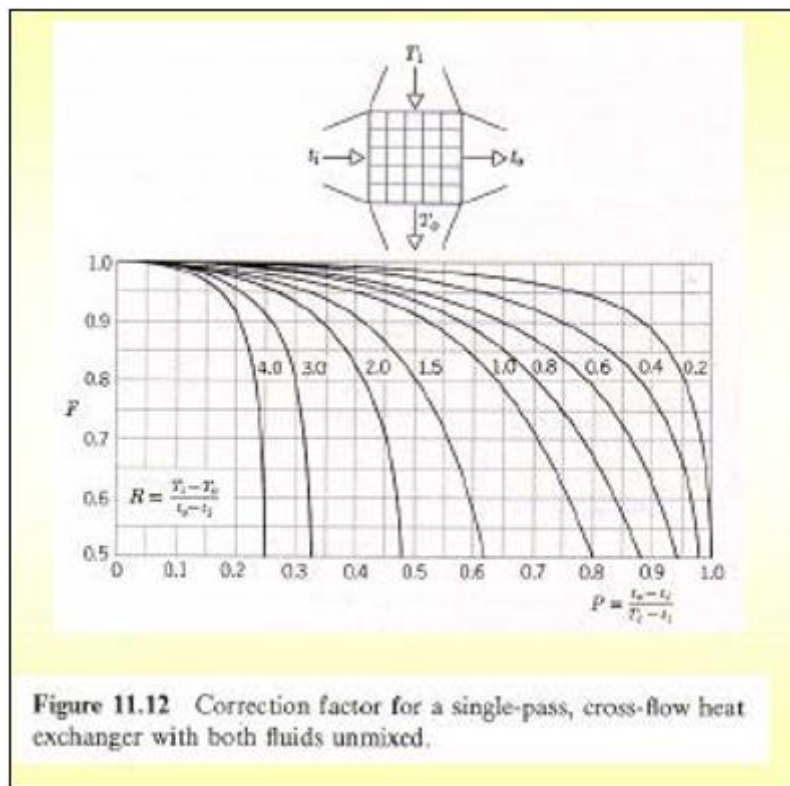


Figure 11.12 Correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed.

(c)

Figure III.5: Facteur correctif F pour quelques types d'échangeur à courants croisés.

III.4.3 La méthode NUT (Efficacité d'un échangeur)

La méthode de DTLM est basée sur la connaissance des températures des deux fluides aux extrémités de l'échangeur de chaleur (entrée et sortie). Comme on n'a pas souvent accès à ces températures, il serait intéressant de pouvoir évaluer l'échange thermique entre les deux fluides en partant des températures à l'entrée de l'échangeur uniquement. Ceci est envisageable en utilisant la méthode NUT (Nombre d'Unité de Transfert) qui sera exposée ci-après.

A) L'efficacité d'un échangeur de chaleur

Elle est définie comme le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible avec les mêmes conditions d'entrée des fluides dans l'échangeur (mêmes fluides, débits et températures d'entrée). [19]

$$\varepsilon = \frac{\phi_{réel}}{\phi_{maximum}} \quad (III.24)$$

$$\phi_{réel} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (III.25a)$$

$$\phi_{réel} = \dot{m}_f c_{pf} (T_{fc} - T_{fe}) \quad (III.25b)$$

$$\phi_{max} = (\dot{m}_c c_{pc})_{\min} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (III.26)$$

Donc, l'efficacité :

Pour un fluide chaud :

$$\varepsilon = \frac{\left(\dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) \right)}{\left(\dot{m} C_{pc} \right)_{\min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (III.27a)$$

Pour un fluide froid:

$$\phi = \varepsilon C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (III.27b)$$

L'efficacité d'un échangeur de chaleur à courant parallèle :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left(NUT \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right)}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \quad (III.28a)$$

L'efficacité d'un échangeur de chaleur à contre courants :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left(NUT \left(1 - \frac{c_{\min}}{c_{\max}} \right) \right)}{1 - \frac{c_{\min}}{c_{\max}} \exp(-N(1-c))} \quad (III.28b)$$

B) NUT

C'est un groupement à dimensionnelle, il est appelé nombre d'unité de transfert en abrégé NUT, il représente le pouvoir d'échange de l'appareil.

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (III.29)$$

Des abaques fournissent l'efficacité à partir du NUT et du rapport C_{\min} / C_{\max} ont été dressés pour la plupart de configurations courantes d'écoulements.

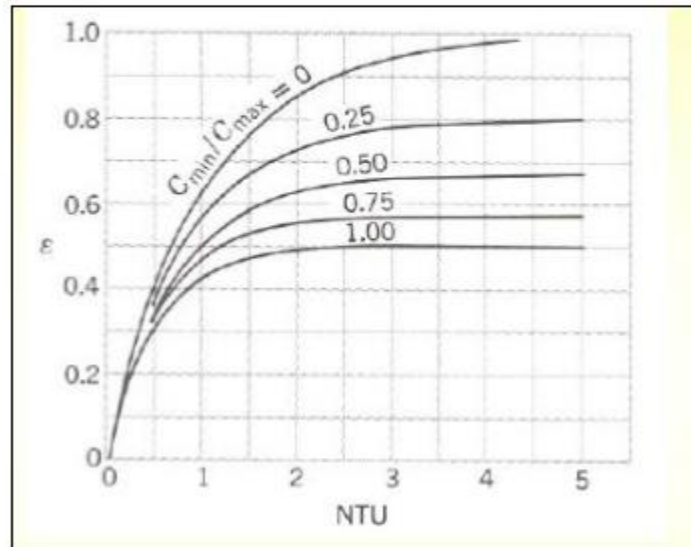


Figure III.6 a : L'efficacité d'un échangeur à courants parallèles.

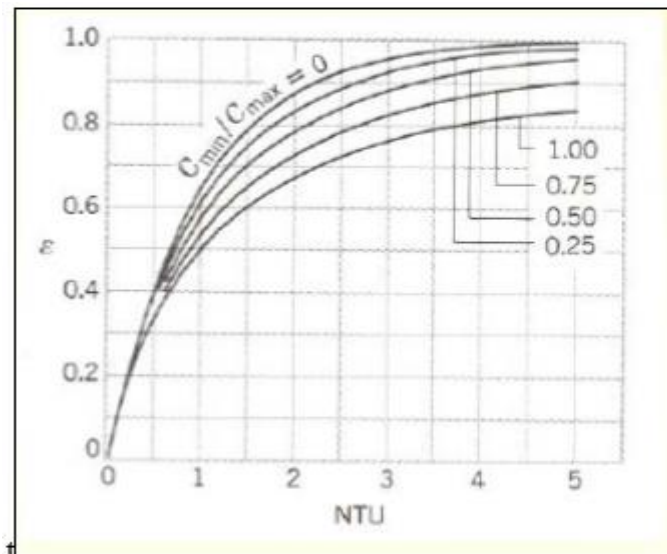


Figure III.6 b : L'efficacité d'un échangeur à contre-courants.

Ainsi la méthode de calcul d'un échangeur par la méthode NUT revient à évaluer dans l'ordre:

- U le coefficient d'échange global.
- C_c , C_f et C_{\min} / C_{\max} .
- ε à partir des abaques du type $\varepsilon=f$ (NUT, C_{\min} / C_{\max} configuration).
- ϕ à partir de l'équation (III.27b).

IV.1 Présentation de COMSOL Multiphysics :

COMSOL Multiphysics est un logiciel de simulation numérique basé sur la méthode des éléments finis. Ce logiciel permet de simuler de nombreux phénomènes en ingénierie, et tout particulièrement les phénomènes couplés à la simulation multi physique. L'utilisateur définit ses couplages ou sélectionne les interfaces prédéfinies. Les différentes étapes du processus de modélisation sont intégrées dans une seule interface.

Des modules d'applications optionnels offrent des interfaces spécialisées notamment en mécanique linéaire et non linéaire, acoustique, écoulement, transfert de chaleur, génie chimique, géophysique, électromagnétisme basse et haute fréquence, corrosion, plasma, suivi de particules, optimisation, MEMS, ainsi qu'avec les logiciels de CAO et Matlab. [20][34]

IV.2 Les éléments finis:

En analyse numérique, la méthode des éléments finis est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles. Celles-ci peuvent par exemple représenter analytiquement le comportement dynamique de certains systèmes physiques (mécaniques, thermodynamiques, acoustiques, etc.), par exemple de calculer numériquement le comportement d'objets même très complexes, à condition qu'ils soient continus et décrits par une équation aux dérivées partielles linéaire : mouvement d'une corde secouée par l'un de ses bouts, comportement d'un fluide arrivant à grande vitesse sur un obstacle, déformation d'une structure [20][34].

IV.3 Simulation de la problématique:

Le principal but de ce mémoire est d'étudier un modèle d'un échangeur à faisceau et calandre, dans cette étude deux fluides séparés à différentes températures traversent l'échangeur de chaleur: l'un s'écoule côté tubes et l'autre à travers la calandre autour des tubes (côté calandre). Plusieurs paramètres de conception et conditions de fonctionnement influencent les performances optimales d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre.

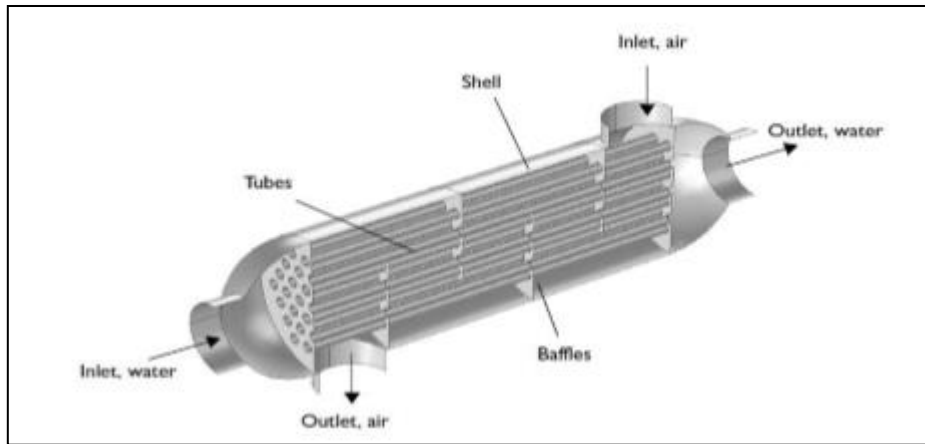


Figure IV.1: La géométrie de l'échangeur de chaleur étudié dans ce travail.

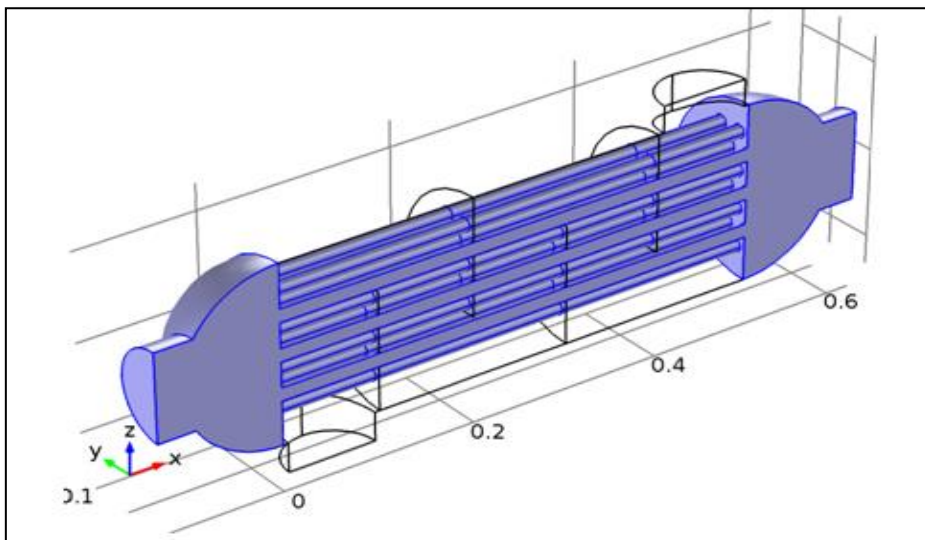


Figure IV.2: le domaine de l'eau

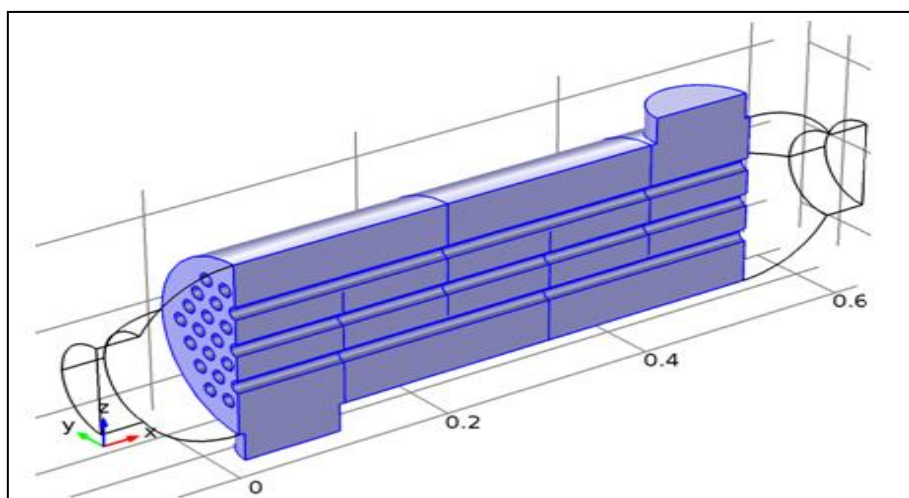


Figure IV.3: le domaine de l'air.

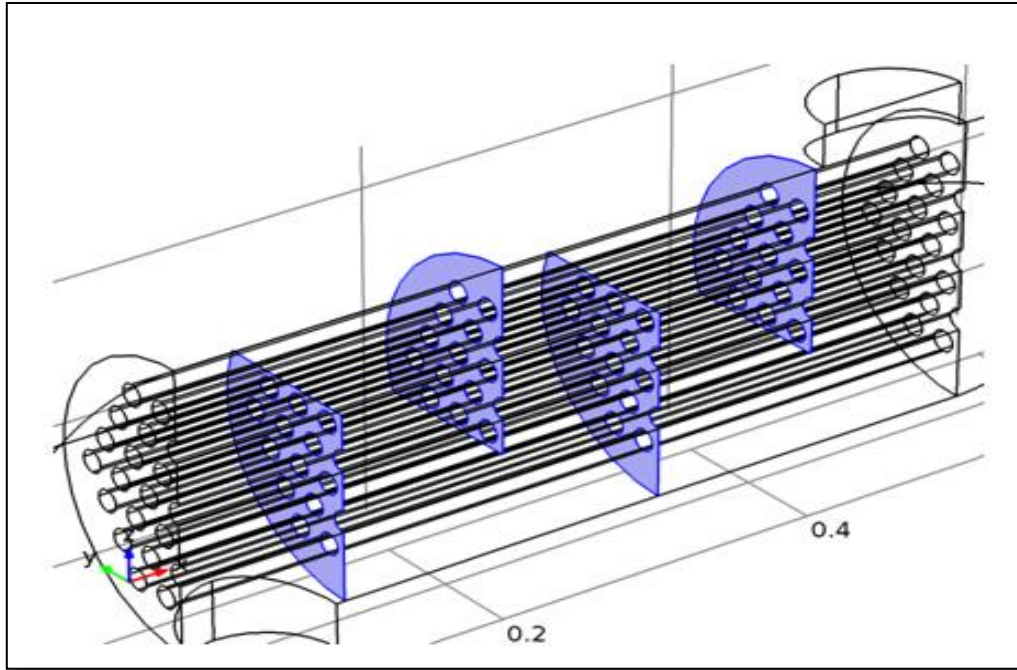


Figure IV.4: la position des chicanes.

IV.3.1 Définition du modèle :

Le concept utilisé pour concevoir un échangeur de chaleur à faisceau et calandre est examiné le modèle de travail de cet échangeur de chaleur à débit direct, à écoulement transversal. La géométrie d'un tel modèle est montrée dans la figure (IV.1).

L'échangeur de chaleur est en acier structuré. Dans cet exemple, deux fluides s'écoulent dans l'échangeur de chaleur, le premier fluide (l'eau) s'écoule dans les tubes, le deuxième fluide (l'air), circule dans la calandre de l'échangeur de chaleur mais à l'extérieur des tubes. Ces deux fluides ont des températures différentes, après avoir circulé à l'intérieur de l'échangeur de chaleur vont avoir une température équilibrée, les chicanes augmentent la surface d'échange de chaleur, un autre avantage des chicanes est de réduire les vibrations en raison du mouvement de fluide. Ce modèle est configuré avec le modèle de turbulence $k-\epsilon$.

Paramètre globales:

A. Choix du modèle:

Tableau IV.1: choix de modèle de simulation

Comsol Multiphysics
CFD module
Module de transfert de chaleur
Dimension spatiale 3D
Flux de fluide: écoulement non isotherme (turbulent k-ϵ)
Interfaces physiques: stationnaire

B. Paramètres des fluides:

Tableau IV.2: paramètres des deux fluides utilisés

Nom	Expression	Valeur	Description
U_{eau}	0.5[m/s]	0.5 m/s	Vitesse d'entrée, Eau
U_{air}	5[m/s]	5 m/s	Vitesse d'entrée, air
T_{eau}	80[°C]	353.15 K	Température d'entrée, Eau
T_{air}	5[°C]	278.15 K	Température d'entrée, air

IV.3.2 Conditions aux limites :

Toutes les parois de l'échangeur de chaleur, y compris les chicanes sont modélisées comme des coquilles en 3D. Cela nécessite des conditions aux limites particulières pour les équations d'écoulement et de transfert de chaleur.

La condition aux limites de la paroi intérieure pour l'écoulement des fluides sépare les uns des autres est également utilisé pour décrire les chicanes des deux côtés, il applique les fonctions de paroi nécessaire pour simuler les parois avec le modèle de turbulence k- ϵ .

La calandre est en acier et ayant une épaisseur de 5 mm.

L'eau entre dans le côté du tube avec une vitesse de 0,5 m/s et une température de 80 °C. L'air entre dans la calandre avec une vitesse de 5 m/s et une température de 5 °C. Aux deux entrées, les valeurs recommandées pour l'échelle de longueur de turbulence sont de 0,07 l, Pour

l'entrée d'eau le rayon est égal à 5 cm et pour l'entrée d'air, il est de 4.5 cm à côté du plan de symétrie, toutes les limites extérieures restantes sont isolées thermiquement.

La première partie du processus de modélisation est le prétraitement, cela inclut la définition des paramètres, la préparation de la géométrie et la définition des sélections à étudiés. Définir les paramètres correctement, permet de mettre en place directement une étude paramétrique, En outre, cela fournit un aperçu rapide des conditions de fonctionnement dans les instructions de modélisation, plusieurs sélections sont également créés.

IV.3.3 Maillage:

Tableau IV.3: les elements de maillage.

Description	Value
Qualité minimale de l'élément	7.431E-4
Qualité moyenne des éléments	0.188
Éléments tétraédriques	33065
Éléments pyramidaux	7826
Éléments de prisme	17226
Éléments triangulaires	8718
Éléments quadrilatéraux	850
Éléments de bord	2250
Éléments de sommet	432

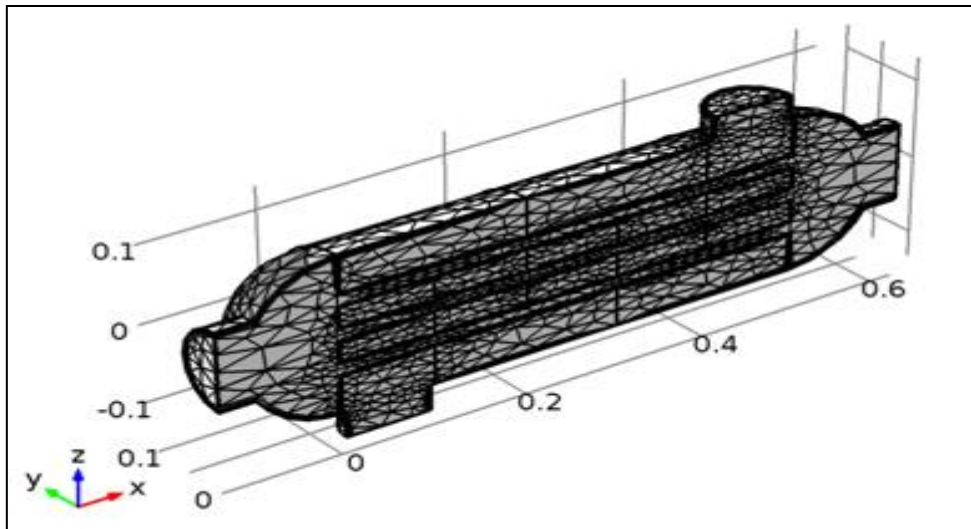


Figure IV.5: éléments de maillage.

Tableau IV.4: taille des éléments de maillage

Description	Value
Calibrer pour	Dynamique des fluids
Taille maximale de l'élément	0.0746
Taille minimale de l'élément	0.0158
Résolution de régions étroites	0.3
Taux de croissance maximal des elements	1.4

IV.4 Présentation et discussion des résultats:

A. Etude sur la pression :

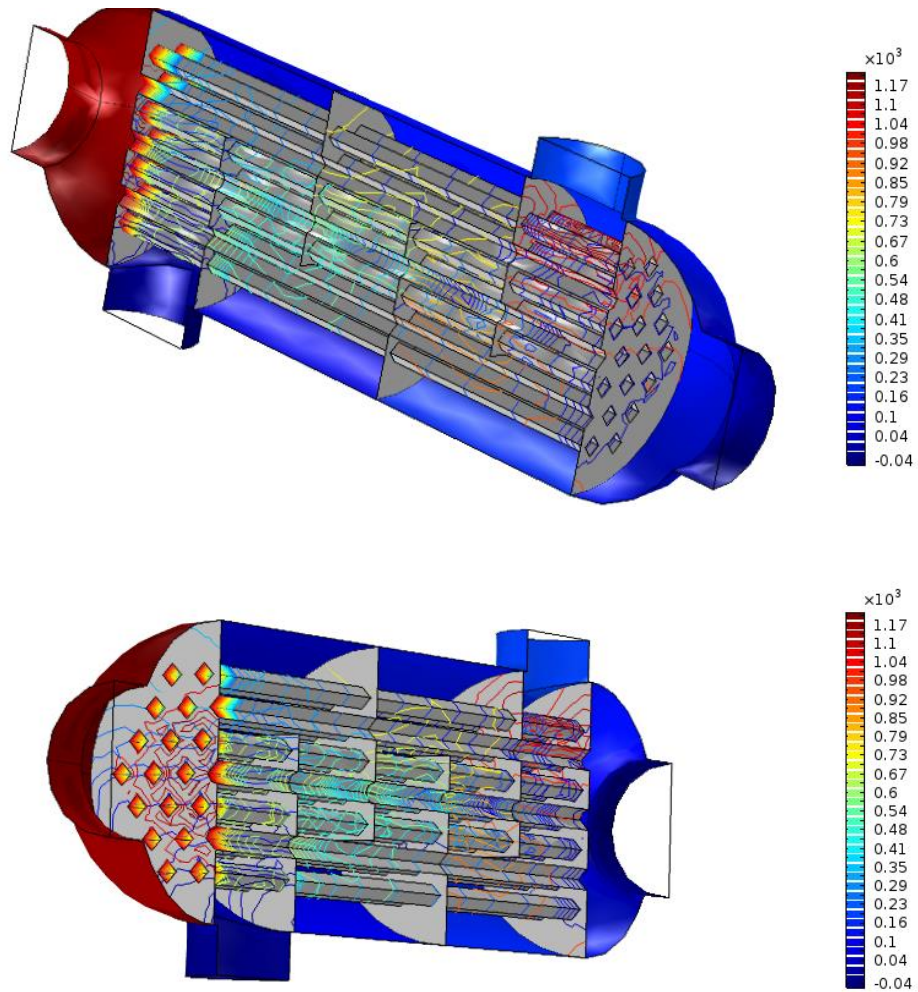


Figure IV.6: variation de la pression dans la calandre.

La pression de l'air à l'entrée de la calandre est inférieure à celle de la sortie, on remarque une augmentation de pression au voisinage des chicanes à cause des pertes de charge qui ont été générés par le changement de section, cela induit un échauffement de fluide (l'air), ces pertes de charge et l'augmentation de la température ont été générées par l'interaction des fluides avec la structure

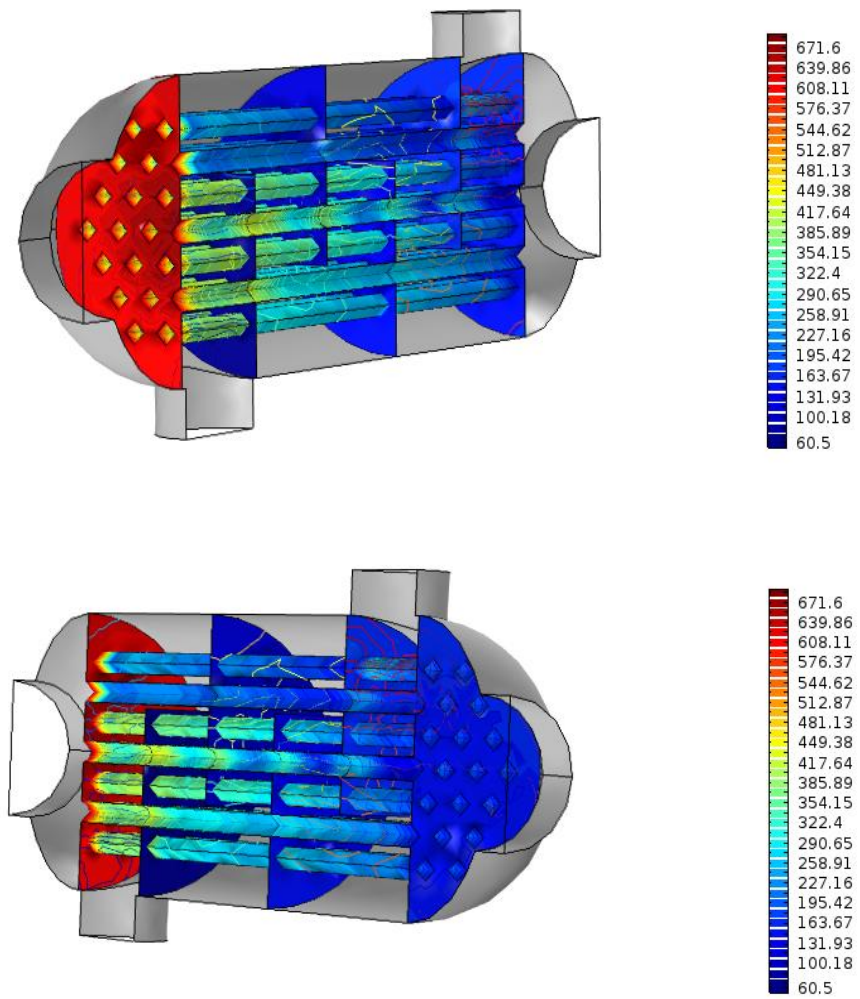


Figure IV.7: variation de la pression dans les tubes.

La pression à l'entrée des tubes est supérieure à celle de la sortie, où à l'entrée des tubes le fluide est chaud, après la circulation dans les tubes il cède sa chaleur pour l'air, donc sa température diminue et c'est cela qui nous explique la diminution de la pression de l'eau à la sortie des tubes.

Après cette, on peut déduire que les pertes de charge pour l'air sont nettement supérieure a celle de liquide (l'eau).c'est à dire que celle de l'eau peut être négligées.

B. Etude de La vitesse :

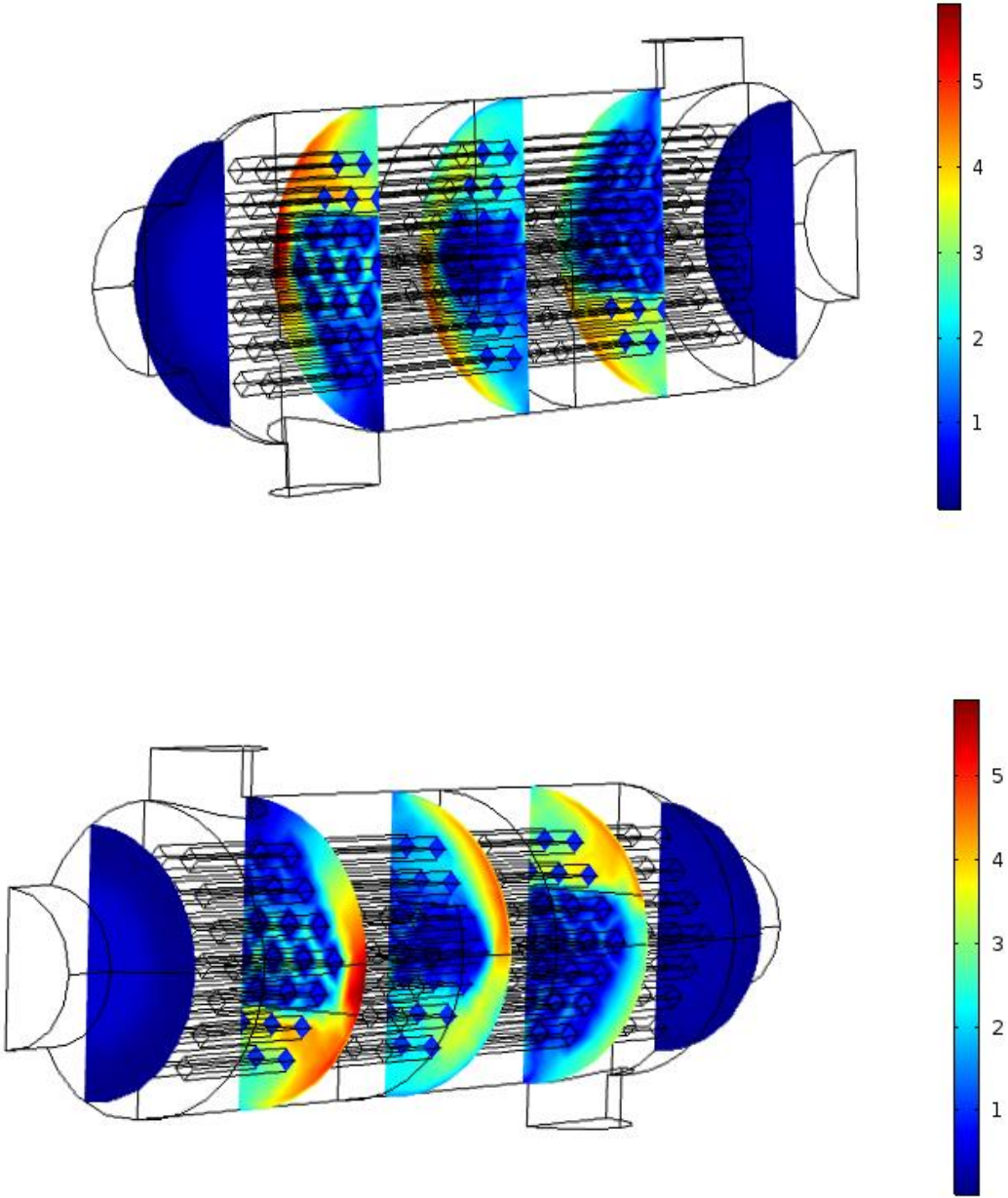


Figure IV.8a: contours de vitesse.

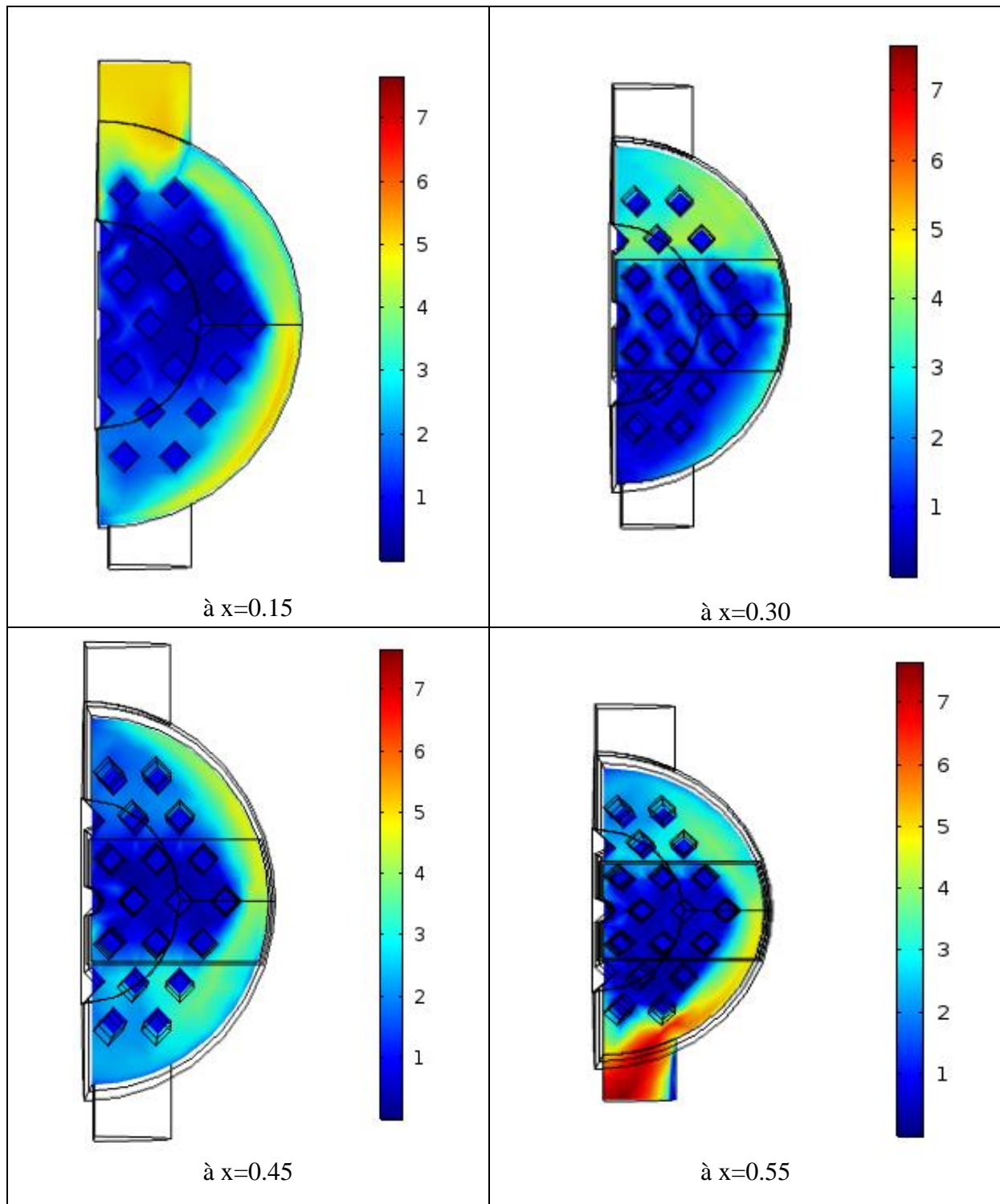


Figure IV.8b: distribution de la vitesse.

La vitesse de l'air à l'entrée de la calandre est inférieure à celle de la sortie et cela revient aux obstacles (les chicanes et les parois de la calandre).

La variation du transfert de chaleur autour des chicanes est plus importants, car au fur et à mesure que l'on s'approche des obstacles, le transfert de chaleur apparais beaucoup plus important, cela est illustré dans les figures précédente.

Pour les vitesses élevés l'écoulement est très important cela peut générer des tourbillons autour des obstacles et favorise le transfert de chaleur.

D. Variation de La température

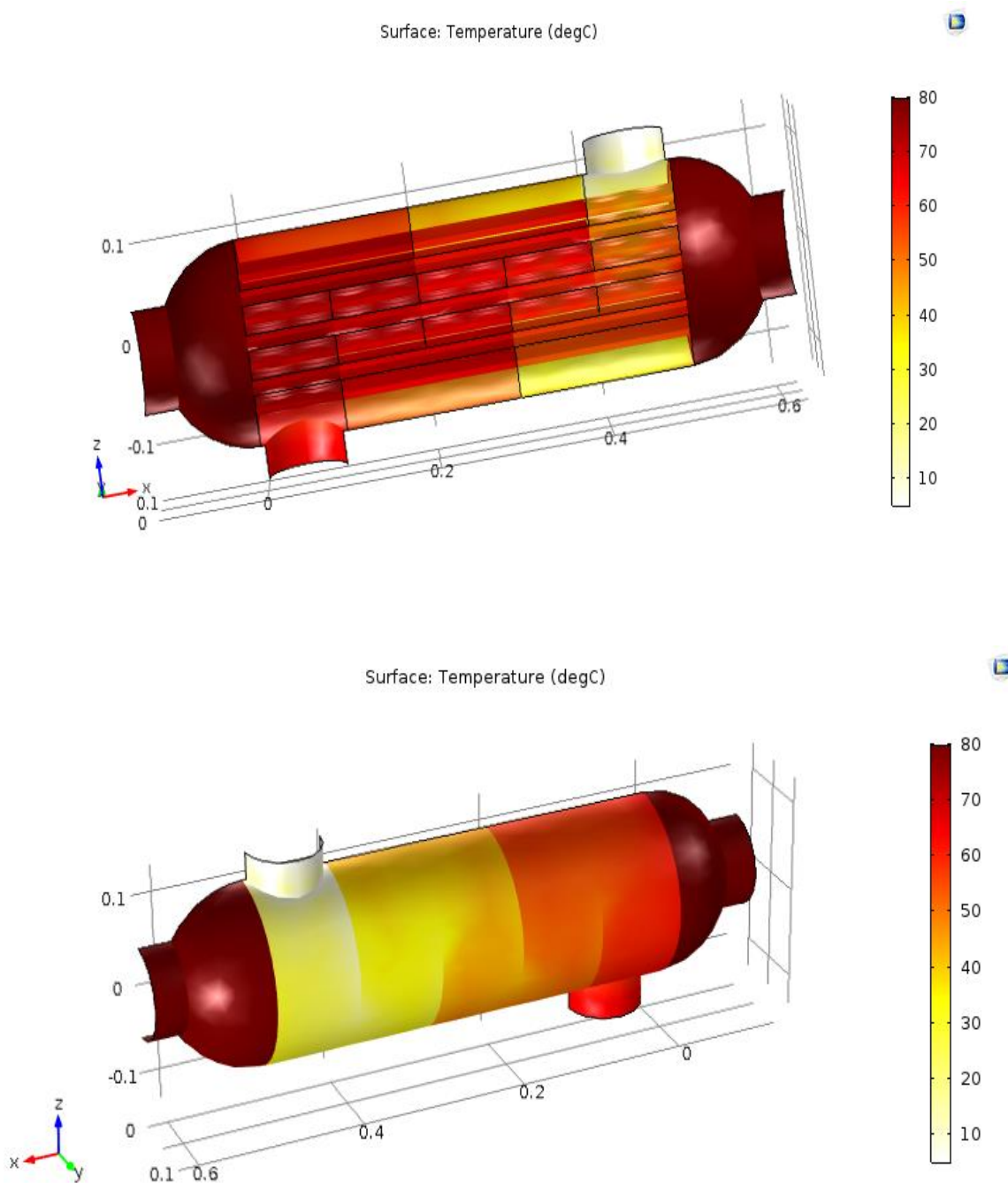


Figure IV.10 a: distribution de la température d'air dans la calandre.

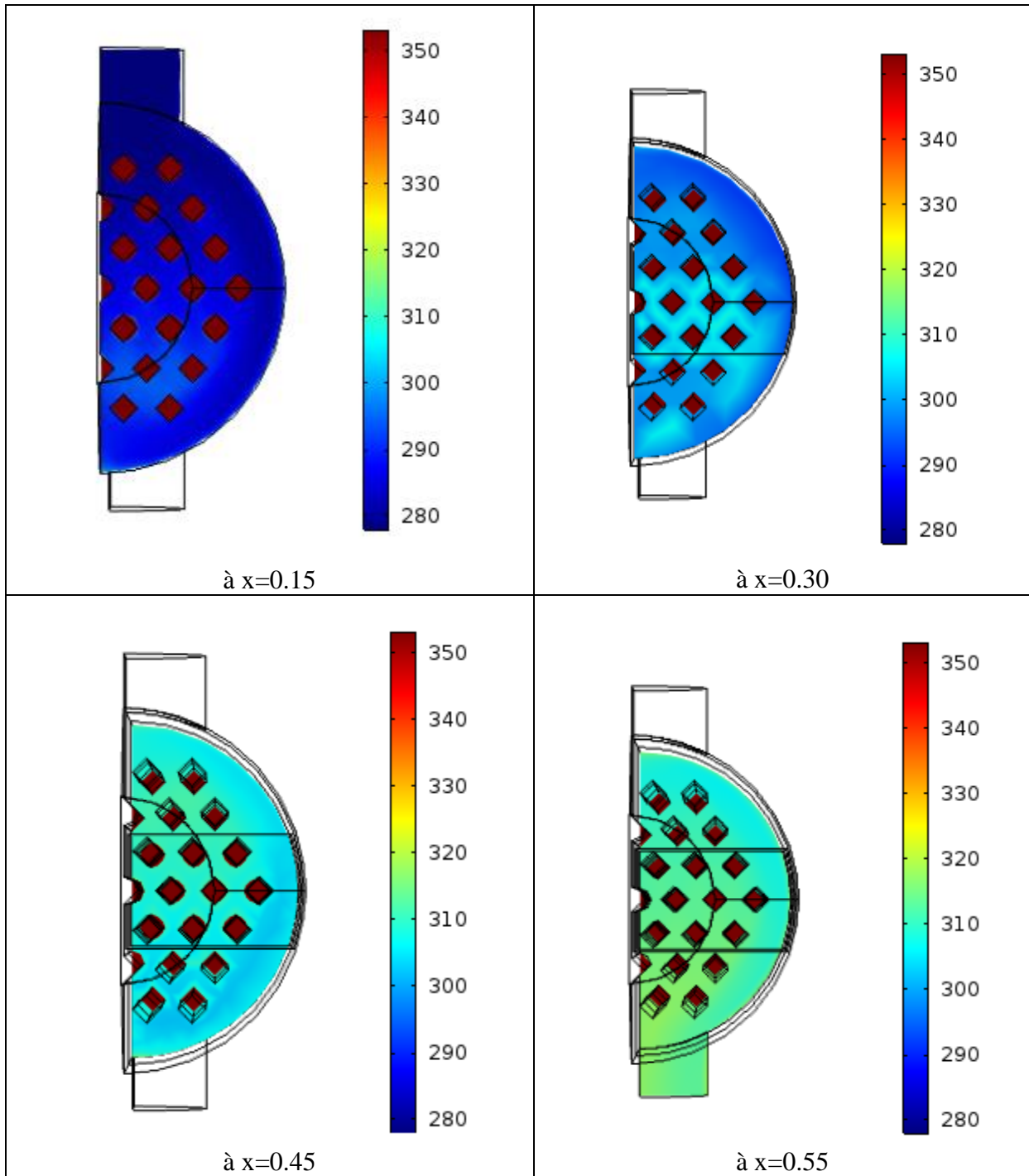


Figure IV.10b: isothermes de la température dans la calandre.

L'air entre froid dans la calandre et sort chaud, figures (III.10, a et b), sa température augmente à cause d'un transfert de chaleur par convection entre les parois extérieures des tubes et aussi le modèle de l'échangeur qui est à contre-courant.

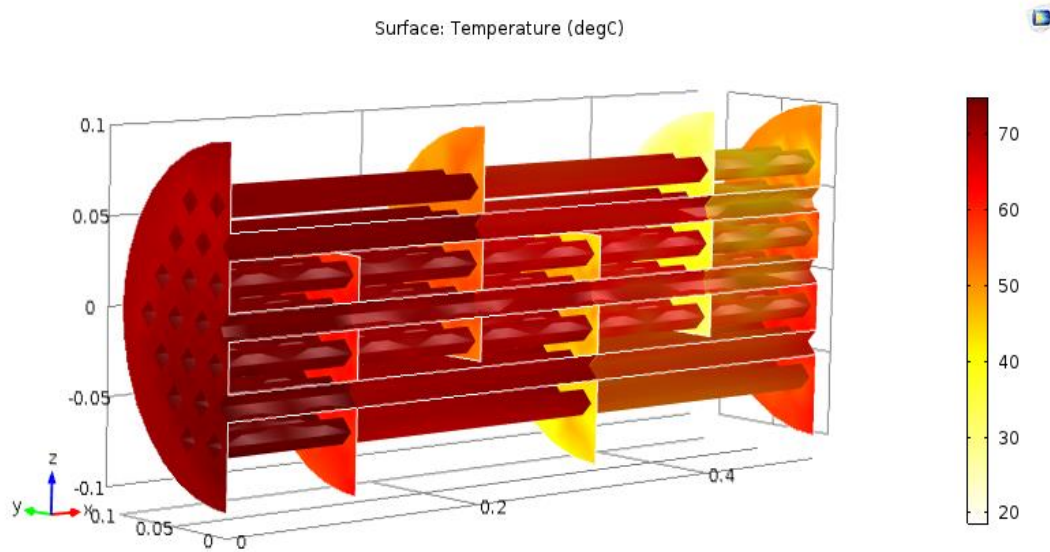


Figure IV.11: evolution du profile de la température dans les tubes.

L'eau entre chaude et sort froide dans les tubes, sa température diminue à cause d'un transfert de chaleur par conduction entre les parois extérieures et intérieures des tubes. La variation de la température dépend du mode de transfert de chaleur.

Conclusion générale

Nous avons présenté dans ce mémoire, une étude thermique et dynamique du comportement des fluides dans l'échangeur de chaleur à tube et à calandre en régime stationnaire.

La simulation a été réalisée par le logiciel COMSOL Multiphasiques qui est basé sur la méthode des éléments finis. Les deux fluides utilisés l'eau (source chaude) et l'air (source froide) circulent respectivement dans les tubes et la calandre.

Les résultats du calcul ont été présentés sous forme de lignes de courants, les isothermes de température, et contours de pression.

Après le calcul on a tiré quelques conclusions intéressantes ;

- ❖ La variation de la vitesse de l'air est supérieure à celle de l'eau, la nature de l'écoulement affecte directement la distribution des vitesses dans la calandre cela a un impact important sur les échanges thermiques entre les deux fluides.
- ❖ L'évolution des températures dépend du mode de transfert de chaleur par convection entre le fluide et la paroi extérieure (air-eau), ainsi que la nature et le type de l'échangeur de chaleur dans notre cas le mode contre-courant. D'après la figure représentative de l'évolution de température surfacique. à $T=80^{\circ}\text{C}$, l'échange thermique est très intense, à la sortie de l'échangeur de chaleur se fait progressivement le long de l'échange.

Cette étude peut servir les ingénieurs futurs pour des applications industrielles. Surtout dans le domaine des hydrocarbures en faisant changer la nature des fluides dans la calandre et les tubes.

En perspective, une étude en régime instationnaire ainsi que, l'emplacement des chicanes et leurs inclinaisons et la distance des tubes est recommandé pour une future étude.

Références Bibliographique

- [1]: J.F.SACCADURA. Initiation aux transferts thermique, Paris 4^{ème} tirage 1993.
- [2]: J.FOURIER. Transfert thermique "théorie analytique de la chaleur". IUP Génie Civil, 1822.
- [3]: R.LELEU. Transfert de chaleur, technique de l'ingénieur, traité des procédés J.1080.
- [4]: M.ADAMS. Transmission de la chaleur. DUNOD 1961.
- [5]: A.BOUVENOT. Transfert de chaleur, Masson.
- [6]: J.GOSSE. Guide technique de thermique, DUNOD 1981.
- [7]: M.MOUSSA, J.MARIE PERRIRCORNET. Echangeur de chaleur (Echangeur à surface raclée), JEAN CASTING LASVINOTTES 2002.
- [8]: R.BESSAIH. Transfert de chaleur et de la matière, publication de l'université Mentouri Constantine.
- [9]: A.BEJAN. Heat tranfert, wiley, New York.
- [10]: A.BONTENPS. Echangeur de chaleur, description des échangeurs, technique de l'ingénieur traitée Génie Énergétique B 2341, pp. 1-7.
- [11]: J.PADET. Echangeur thermique, Masson, Paris Milan Barcelone 1994.
- [12]: M.KONDAK, R.KIRAKOVSKI. Thermique générale édition Mir Moscou 1969.
- [13]: H.JOHN LINHARD IV, H.JOHN LINHARD V. Heat transfert text book 3rd edition version 1.23 dated january 2005.
- [14]: G.F.HEWITT. Heat exchanger design: rattins sizing an optimization simple, Hemisphere publishing New York. Edition 1990.
- [15]: W.TECHNID. Raffinage et Génie chimique tomme 1 et 2 1965.
- [16]: A.BONTENPS, A.GARRIGUE, C.GOUBIER, J.HUETZ, C.MARVILLET, P.MERCIER et R.VIDIL. Echangeur de chaleur, problèmes de fonctionnement et aspects réglementaires, technique de l'ingénieur. Traitée Génie Énergétique B 2344.
- [17]: N.BELLEL. Les echangeurs de chaleur, cours 1^{ère} post de graduation Université Mentouri Constantine, Algérie 2007-2008.

[18]: B.THONON, P.MERCIER, M.FEIDT. Flow distribution in plate heat exchanger and consequence on thermal and hydraulic performances euro-therm seminar, Hamburg 1991.

[19]: IFP. Training ingénieur en sécurité industrielle. Matériel thermique. Technique des échangeurs de chaleur enspm formation industrielle. Ifp training.

[20]: M. Mohamed ; Simulation de l'effet d'insertion de turbulateurs au sein d'un écoulement de fluide dans une conduite, du point vu transfert de chaleur et perte de charge, MASTER professionnelle, université Ouargla, 2013/2014, 48 p.

[21]: V.K Patel, R.V Rao. Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particule swarm optimization technique. Sardar vallabhbhai National Institute of Technologie, Surat-395 007, Gurajat, India. 2010.

[22]: Jian-Fei Zhang, Ya-Ling He, Wen-Quan Tao. 3D numerical simulation on shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and continuous baffles – Part I: Numerical model and results of whole heat exchanger with middle-overlapped helical baffles. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China, 2009.

[23]: Uday C. Kapale and Satish Chand. Modeling for shell-side pressure drop for liquid flow in shell-and-tube heat exchanger, Department of Mechanical Engineering, Motilal Nehru National Institute of Technology, Deemed University, Allahabad 211 004, India, 2005.

[24]: J-F.Zhang, B. Li, W-J. Huang, Y-G .Lei, Y-L. He and W-Q. Tao. Experimental performance comparison of shell-side heat transfer for shell-and-tube heat exchangers with middle-overlapped helical baffles and segmental baffles, State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, School of Power and Energy Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China, 2009.

[25]: E. Ozden, I. Tari. Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger, Department of Mechanical Engineering, Middle East Technical University, 06531 Ankara, Turkey, 2009.

[26]: Z. Zhang, D. Ma, X. Fang and X. Gao. Experimental and numerical heat transfer in a helically baffled heat exchanger combined with one three-dimensional finned tube, Key Laboratory of Enhanced Heat Transfer and Energy Conservation, Ministry of Education, South China University of Technology, Guangzhou 510640, PR China, 2007.

- [27]: Q. Wang, Q. Chen, G. Chen and M. Zeng. Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles, State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China, 2008.
- [28]: P. STEHLÍK, J. NĚMČANSKÝ, D. KRAL and L. W. SWANSON. Comparison of Correction Factors for Shell-and-Tube Heat Exchangers with Segmental or Helical Baffles, Heat Transfer Research, Inc. , 1500 Research Parkway, Suite 100, College Station, Texas, 77840, USA, 2007.
- [29]: A. S. Kasumu, N. N. Nassar, and A. K. Mehrotra, "A heat-transfer laboratory experiment with shell-and-tube condenser," *Educ. Chem. Eng.*, vol. 19, pp. 38–47, 2017.
- [30]: Y. Lei, Y. Li, S. Jing, C. Song, Y. Lyu, and F. Wang, "Design and performance analysis of the novel shell-and-tube heat exchangers with louver baffles," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 125, pp. 870–879, 2017.
- [31]: Y. Ren, Y. Jiang, W. Cai, Z. Wu, and S. Li, "Numerical study on shell-side saturated boiling heat transfer in spiral wound heat exchanger," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 140, no. April, pp. 657–670, 2018.
- [32]: A. A. Abd, M. Q. Kareem, and S. Z. Naji, "Performance analysis of shell and tube heat exchanger: Parametric study," *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 12, no. December 2017, pp. 563–568, 2018.
- [33]: Pr. Boussaid. Cours de transfert thermique, Novembre 2005.
- [34]: DEZIRI NADJEM EDDINE. SIMULATION D'UNE CONCEPTION D'UN ÉCHANGEUR DE CHALEUR À FAISCEAU ET CALANDRE. Memoire de fin d'étude cycle Master. Université de ANNABA. 2016/2017

ANNEXE 1. PERTES DE CHARGE DANS LES ECHANGEURS

Pertes de charge correspondant à l'intérieur des tubes

$$\Delta H_T = \Delta H_e + \Delta H_r + \Delta H_s$$

ΔH_e : pertes de charge singulières à l'entrée

ΔH_s : pertes de charge singulières à la sortie

ΔH_r : pertes de charge régulières (linéaires)

Les pertes de charge singulières sont évaluées à partir de la vitesse moyenne V dans les tubes

$$\Delta H_e = K_e V^2 / 2g$$

$$\Delta H_s = K_s V^2 / 2g$$

K_e et K_s sont des coefficients qui dépendent des collecteurs à l'entrée et à la sortie ; pour les cas les plus courants on a $K_e = K_s = 1,2$

$$\Delta H_r = \Lambda \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2g}$$

L : longueur du tube

D_h : diamètre hydraulique

Λ : coefficient linéique de perte de charge régulière, il est fonction du nombre de Reynolds, de la rugosité du tubes et du diamètre hydraulique $\Lambda = f(Re, \epsilon, D_h)$

$Re < 2000$ laminaire:

$$\Lambda = \frac{64}{Re}$$

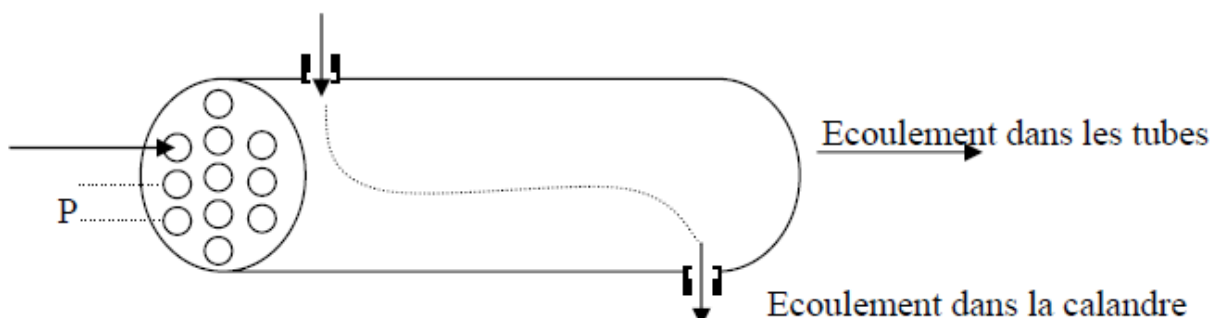
$Re > 4000$ et paroi lisse ($\epsilon = 0$)

$$\Lambda = 0,316 Re^{-0,25}$$

$Re > 10^5$ en turbulent rugueux fort, le coefficient linéique de perte de charge est indépendant du nombre de Reynolds ; il se lit sur les courbes correspondantes

Pertes de charge pour des écoulements externes aux tubes

1- Ecoulement en calandre parallèlement aux tubes



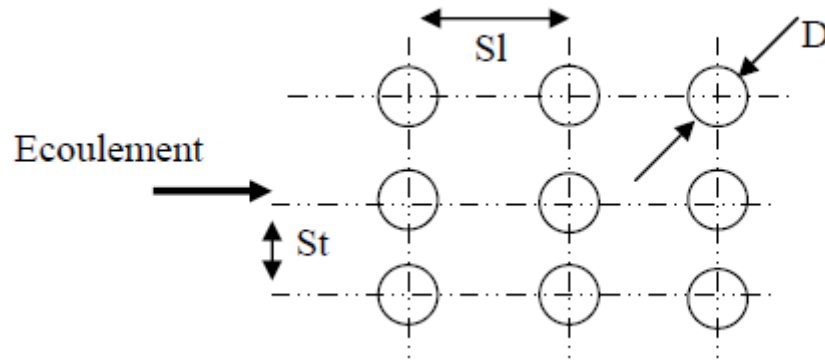
$$\Delta H_T = \left(1 + \Lambda \frac{L}{D_h}\right) \frac{V^2}{2g}$$

$$\Lambda = 0,24 Re^{-0,2}$$

L : longueur de l'échangeur

2- Ecoulement croisé à un faisceau de tubes sans ailettes

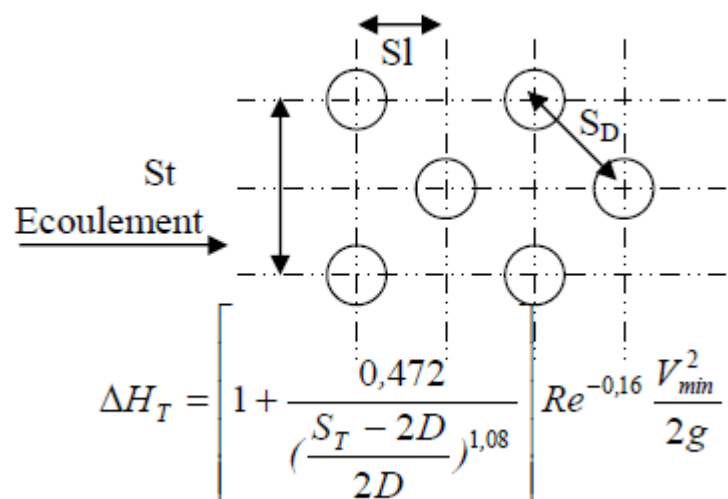
Pour une disposition de tubes en lignes à pas carré (St = Sl)



La perte de charge totale est donné par la formule de JACOB :

$$\Delta H_T = \left[0,176 \frac{0,32 \frac{S_T}{D}}{\left(\frac{S_T - D}{D}\right)^{0,43 + 1,13 \frac{D}{S_T}}} \right] Re^{-0,15} \frac{V_{min}^2}{2g}$$

Pour une disposition de tubes en quinconce à pas triangulaire ($S_T = S_D$ et $S_L = S_D \cos 30^\circ$)



$$\Delta H_T = \left[1 + \frac{0,472}{\left(\frac{S_T - 2D}{2D}\right)^{1,08}} \right] Re^{-0,16} \frac{V_{min}^2}{2g}$$

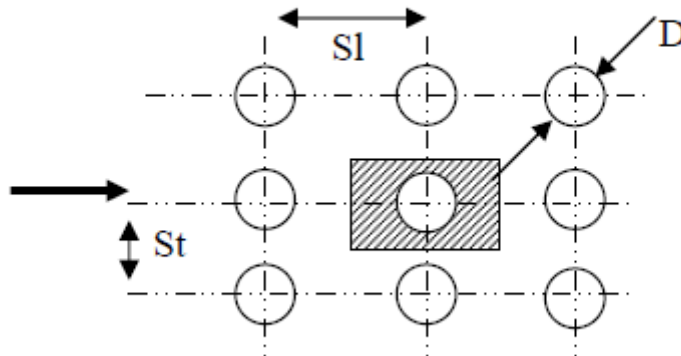
Lorsqu'il y a des chicanes, il faut calculer les pertes de charges pour un passage entre deux chicanes par la formule de JACOB , puis multiplier par le nombre de passage entre chicanes.

3- Ecoulement croisé à un faisceau de tubes à ailettes

(Ce cas concerne essentiellement les écoulements de gaz)

Les pertes de charge totales sont calculées à partir de la formule de MARIANOV

$$\Delta H_T = \left((N K_c + \Lambda \frac{L}{D_h}) + (1,7 + \Lambda \frac{L}{D_h}) \Delta T^* \right) \frac{V_{min}^2}{2g}$$



Avec :

$$K_c = 1,5 (1 - \max \min SS)^2$$

S_{min} : section minimum d'écoulement à partir de laquelle est calculée la vitesse minimum

S_{max} : section maximum de passage entre deux rangées de tube consécutives

L : longueur d'un tube

N : nombre de rangées de tubes faisant face à l'écoulement

ΔT^* : variation relative de la température entre l'entrée et la sortie calculée à partir de températures absolues en (K)

$$\Delta T^* = \frac{T_s - T_e}{T_e}$$

Λ : Coefficient linéique de perte de charge régulière (frottements) évalué à partir du nombre de Reynolds dans le cas d'ailettes continues (plaques)

$$\Lambda = 0,98 Re^{-1/3} \quad 4000 < Re < 10000$$

$$\Lambda = 0,21 Re^{-1/6} \quad Re > 10000$$

Dans le cas d'ailettes sans continuités (individuelle)

$$\Lambda = 0,77 Re^{-1/3} \quad 3000 < Re < 25000$$

Pertes de charge dans les échangeurs à plaques

Les pertes de charges correspondant à l'entrée et à la sortie sont généralement négligeables devant les pertes de charge par frottement sur les plaques. On estime les pertes de charge totales par la relation suivante :

$$\Delta H_T = 4 C_f \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2g}$$

L : longueur des plaques

V : vitesse moyenne d'écoulement entre les plaques

C_f : coefficient de frottement donné par le tableau ci dessous :

Géométrie	corrélation	Re (turbulent)	Gamme de Re
Plaque lisse	$C_f = 24 / Re$ $C_f = 0,079 Re^{-0,25}$	2300	Re < 2000 Re > 10000
Plaques à chevrons ($\beta=30^\circ$)	$C_f = 23,33 Re^{-0,809}$ $C_f = 0,557 Re^{-0,211}$	500	40 < Re < 500 500 < Re < 17000
Plaques à chevrons ($\beta=90^\circ$)	$C_f = 63,8 Re^{-0,809}$ $C_f = 4,82 Re^{-0,312}$	180	40 < Re < 180 180 < Re < 700
Plaques à chevrons ($\beta=60^\circ$)	$C_f = 47,45 Re^{-0,680}$ $C_f = 3,918 Re^{-0,175}$	140	20 < Re < 140 140 < Re < 4500

ANNEXE II .Tables des coefficients K pour les fluides industriels les plus courants

COEFFICIENT GLOBAL D'ÉCHANGE DE CHALEUR K (W/m ² °C)			
LIQUIDES ET GAZ A REFROIDIR		CONDENSEURS	
EAU	800/900	VAPEUR	
HYDROCARBURES LEGERS	460/620	PRESSION DE SERVICE 1.5.10 ⁵ Pa	650/700
GAZ OIL LEGER	340/460	VAPEUR+ INCONDENSABLES	510/570
AMMONIAC	620/680	HYDROCARBURES + VAPEUR + INCONDENSABLES	400/480
GAZ D'HYDROCARBURES			
PRESSION DE SERVICE 10 ⁶ Pa	230/280	ESSENCE LEGERE	460/510
PRESSION DE SERVICE 5.10 ⁶ Pa	400/450	EFFLUENT DE REACTEUR	410/500
PRESSION DE SERVICE 10 ⁷ Pa	510/570	PROPANE	480/560
AIR		METHANOL	510/620
PRESSION DE SERVICE 10 ⁸ Pa	140/170	AMMONIAC	570/680
PRESSION DE SERVICE 5.10 ⁶ Pa	200/250	FREON 12	450/510

Liquide	Coefficient de convection en W/m ² °C
Eau de refroidissement	2000-4000
Paraffines (C ₆ H ₁₄ -C ₁₁ H ₂₄)	800-1200
Benzène/Toluène	1000-1500
Méthanol	1400-1700
Ethanol	1100-1500
Hexanol	600-800
Octanol	400-600

Vapeur se condensant	Coefficient de convection en W/m ² °C
Vapeur d'eau	3000-5000
Paraffines	800-1600
Benzène/Toluène	1400-1800
Méthanol	1600-2000
Ethanol	1500-2000
Ammoniac	2500-3000
R12	1000-1500

Coefficient global d'échange de chaleur avec encrassement

$$K = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{h_{ex}} + R_{ex} \right) \left(\frac{1}{E_a} \right) + R_T + R_i \left(\frac{S_{ex}}{S_{in}} \right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{S_{ex}}{S_{in}} \right) \right]}$$

Résistance du tube R_T (cylindrique)

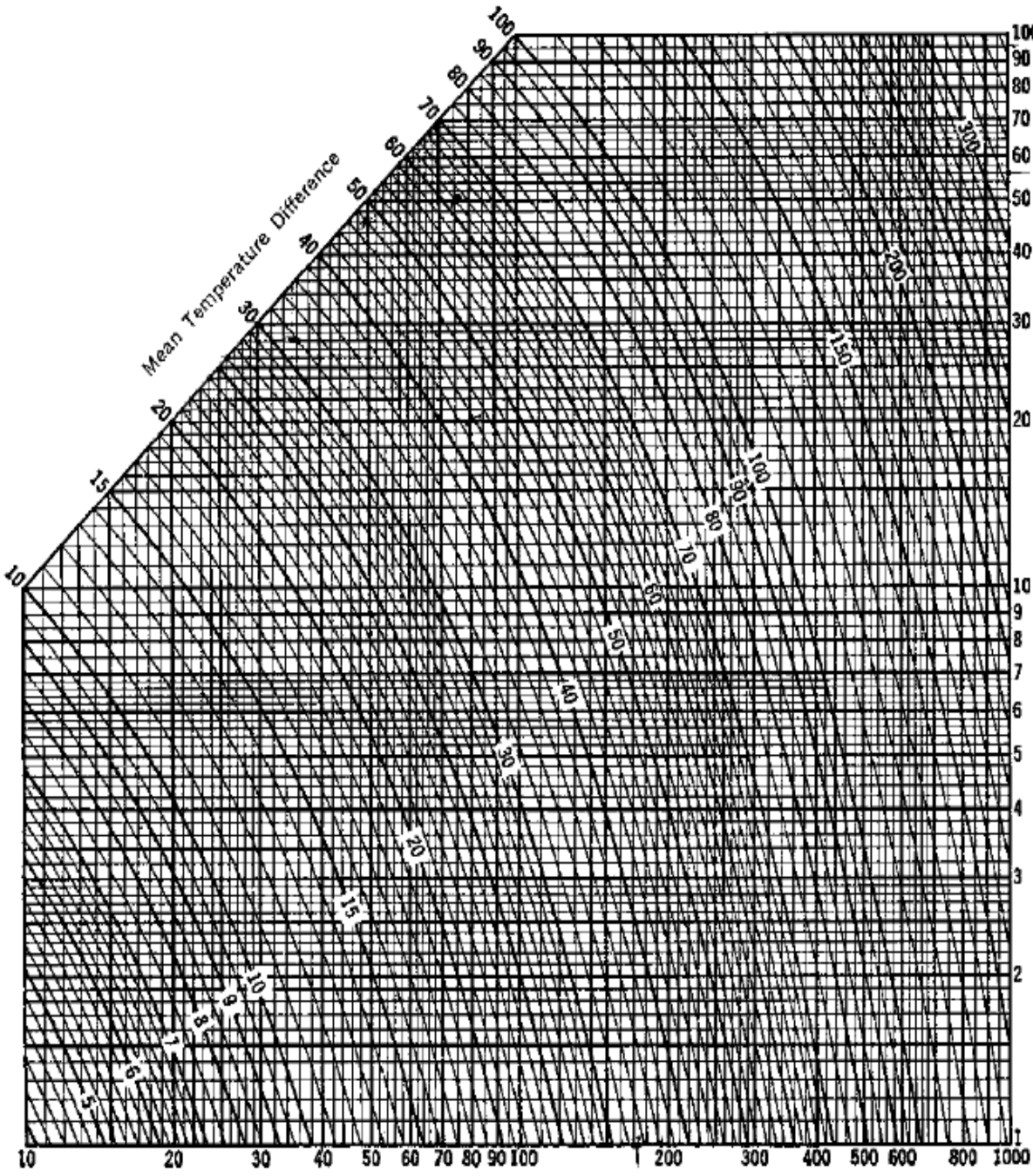
$$R_T = \frac{d}{24\lambda} \left[\text{Log} \left(\frac{d}{d-2e} \right) \right]$$

Résistance du tube R_T (aileté)

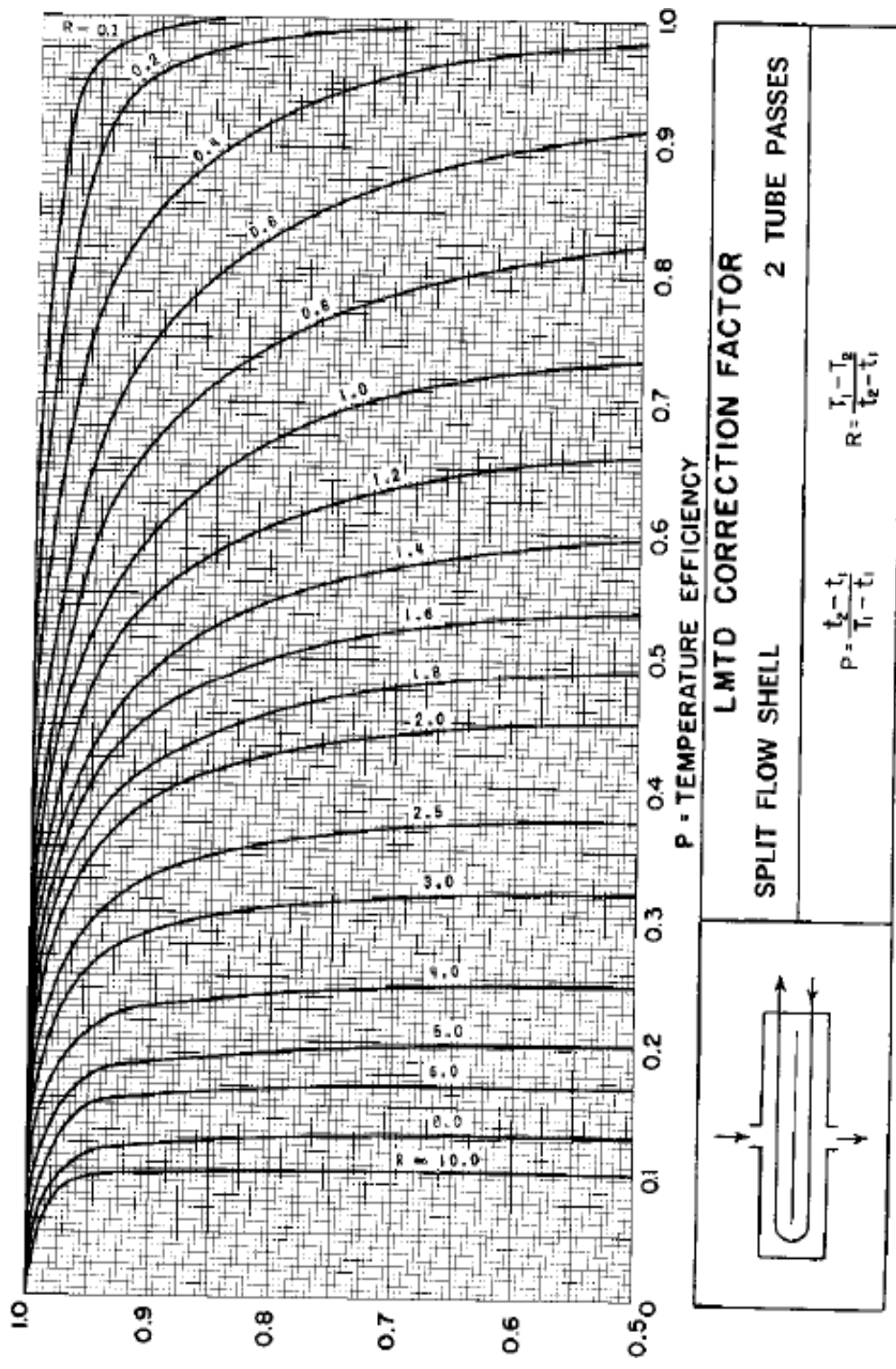
$$R_T = \frac{e}{12\lambda} \frac{[d + 2Nh(d+h)]}{(d-e)}$$

N: est le nombre d'ailettes par mètre

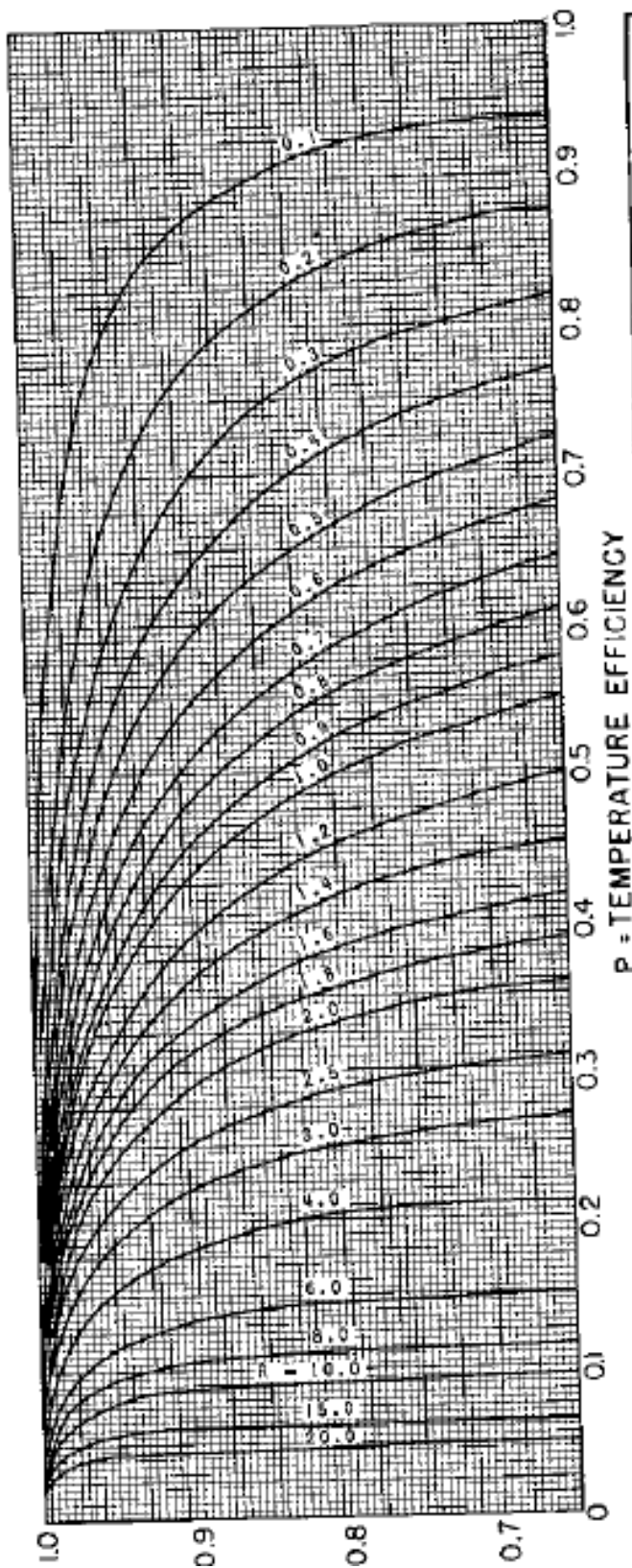
ANNEXE 2. Diagrammes et Abaques



Abaque pour évaluer la température moyenne logarithmique ΔT_{LM}

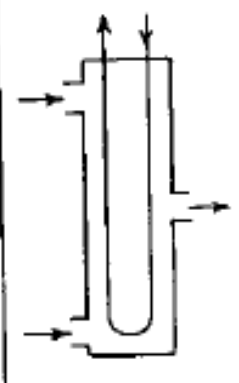


F=LMTD CORRECTION FACTOR



LMTD CORRECTION FACTOR

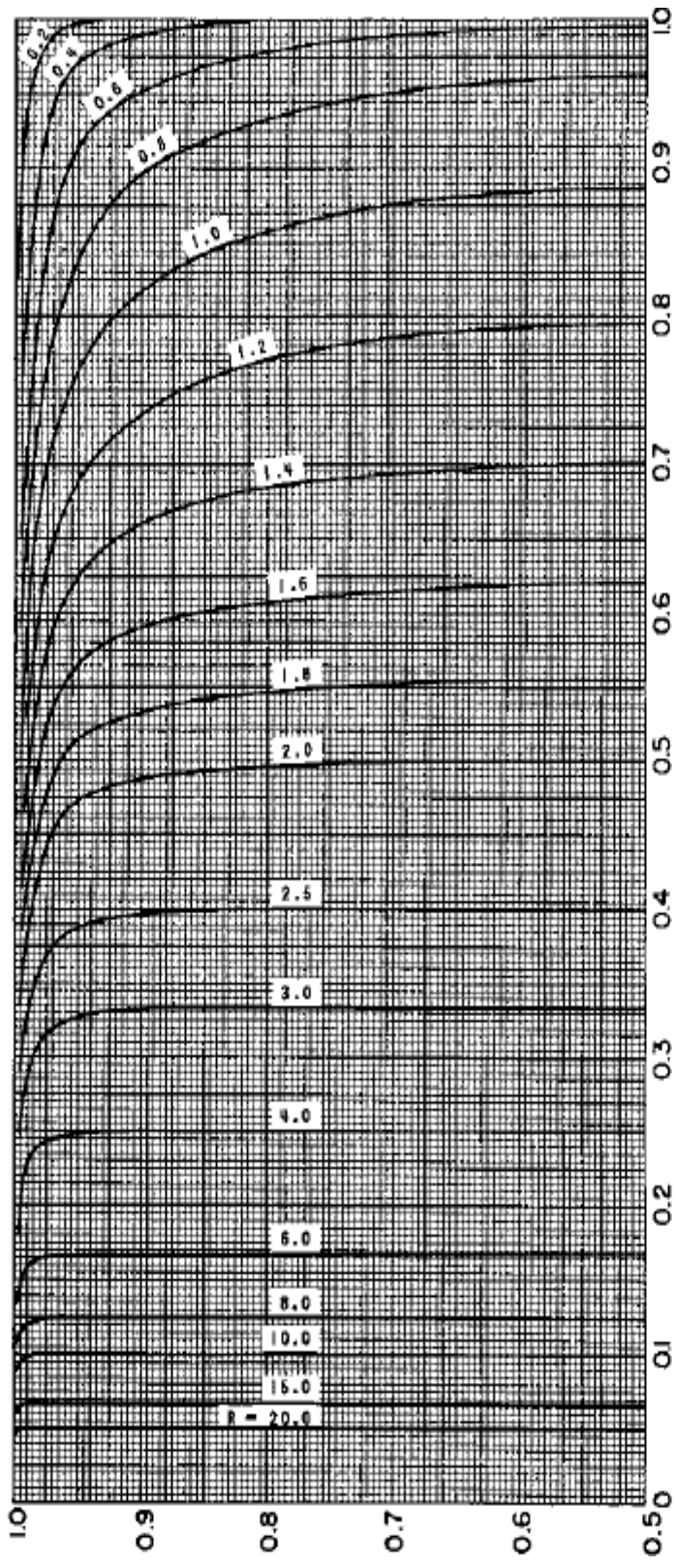
1 DIVIDED FLOW SHELL PASS EVEN NUMBER OF TUBE PASSES



$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

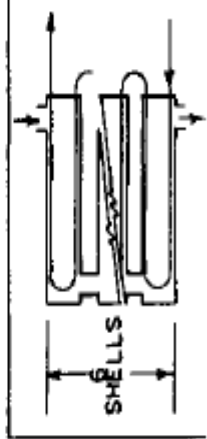
$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

F=LMTD CORRECTION FACTOR



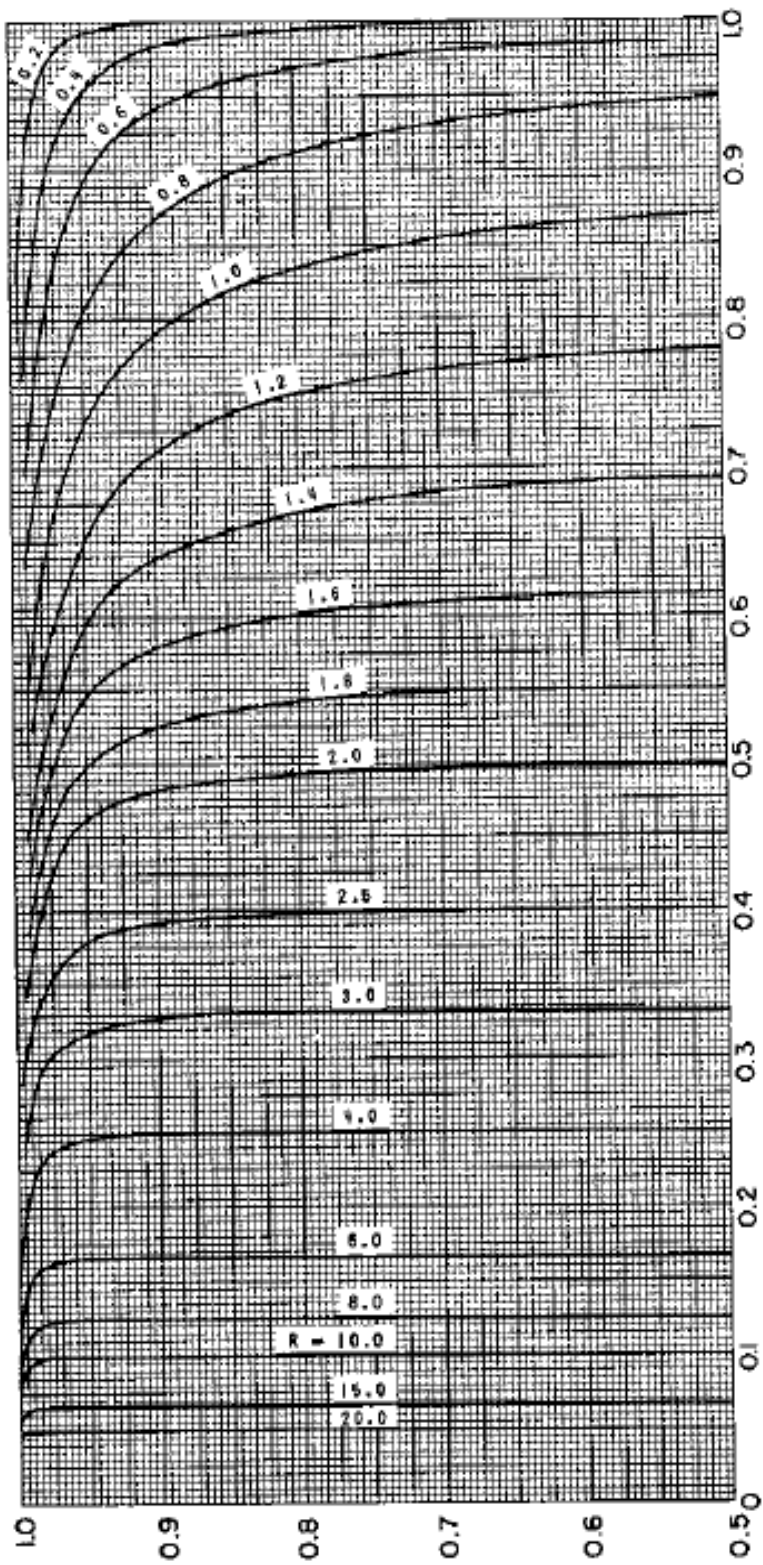
P = TEMPERATURE EFFICIENCY

LMTD CORRECTION FACTOR
6 SHELL PASSES 12 OR MORE EVEN NUMBER OF TUBE PASSES



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

F=LMTD CORRECTION FACTOR



P = TEMPERATURE EFFICIENCY

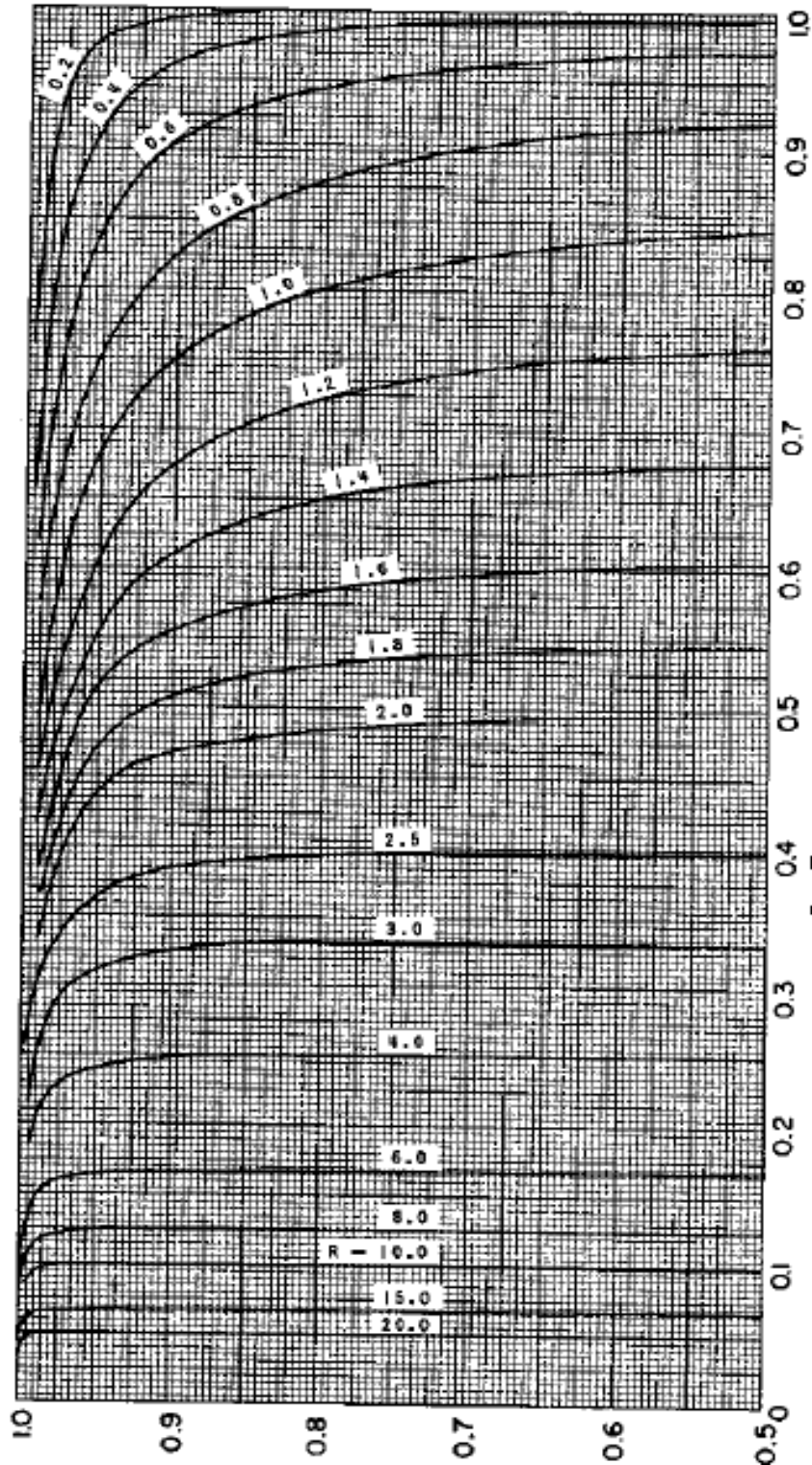
LMTD CORRECTION FACTOR

5 SHELL PASSES 10 OR MORE EVEN NUMBER OF TUBE PASSES



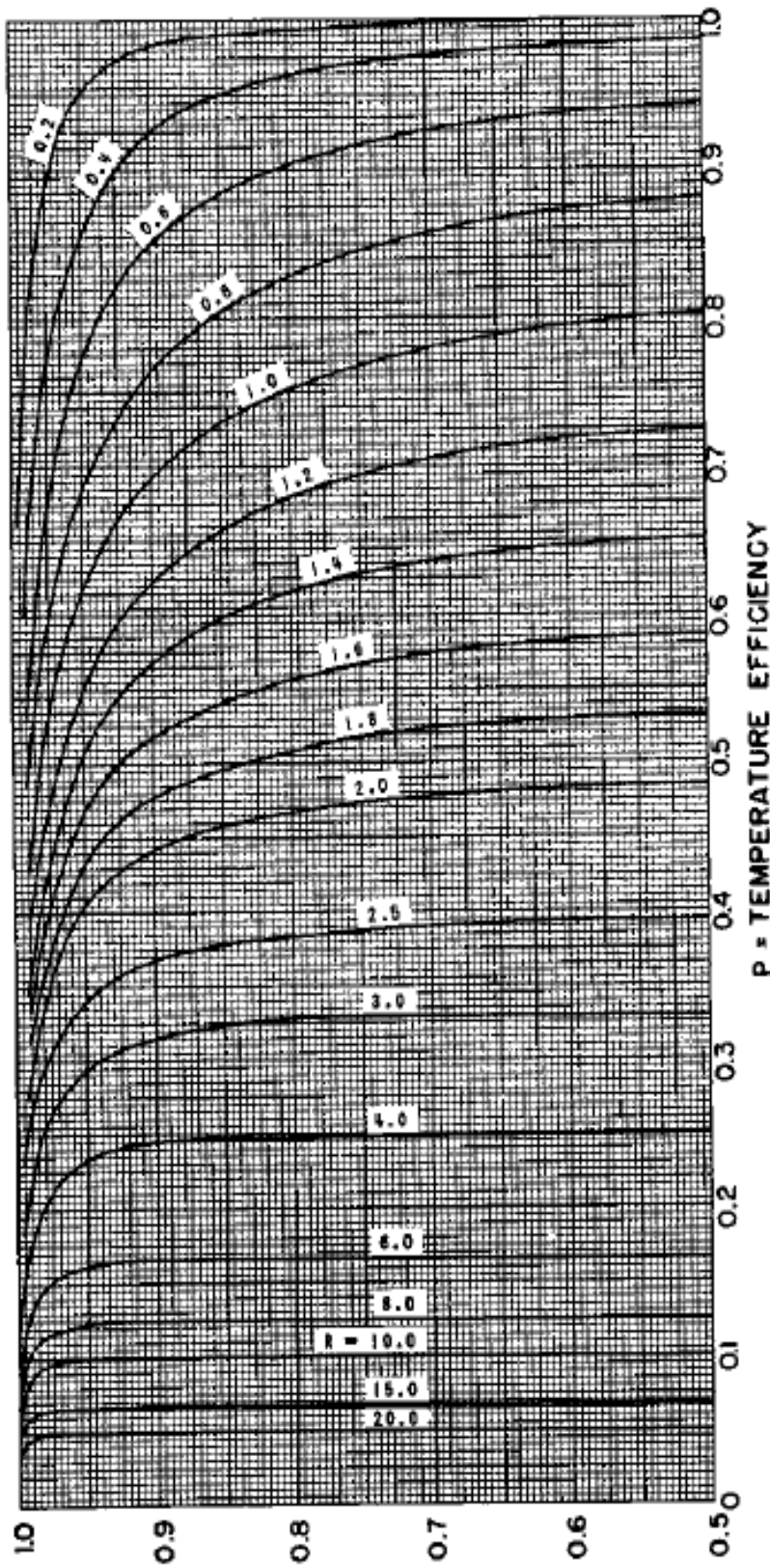
$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

F=LMTD CORRECTION FACTOR

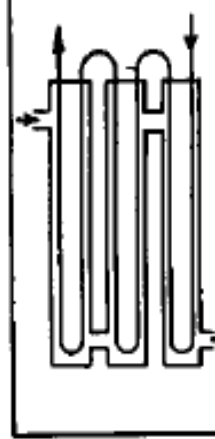


F=LMTD CORRECTION FACTOR

	<p>LMTD CORRECTION FACTOR</p> <p>4 SHELL PASSES 8 OR MULTIPLE OF 8 TUBE PASSES</p> $P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_1}$ $R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$
--	--

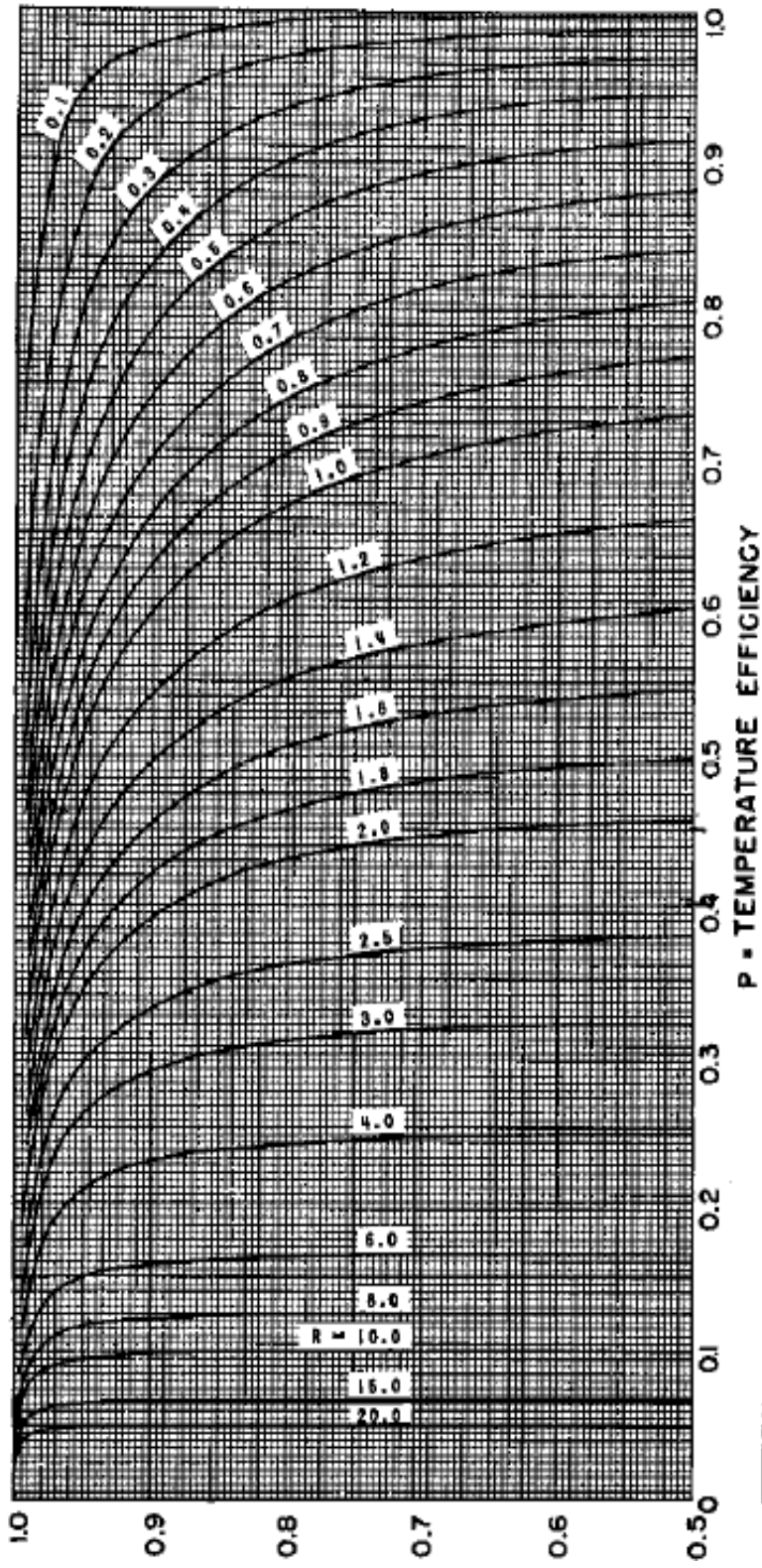


LMTD CORRECTION FACTOR
 3 SHELL PASSES 6 OR MORE EVEN NUMBER OF TUBE PASSES



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

F=LMTD CORRECTION FACTOR



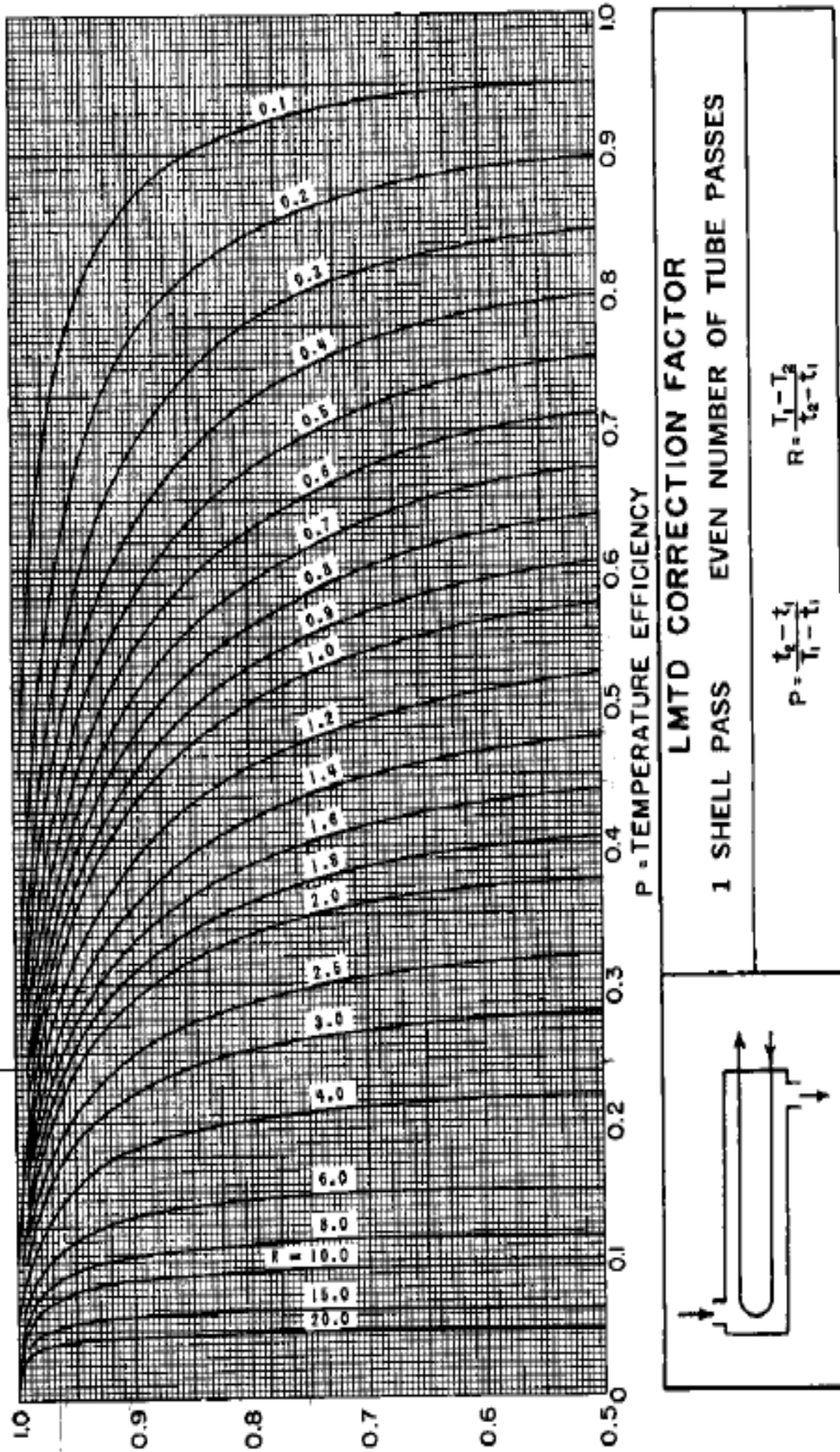
LMTD CORRECTION FACTOR

2 SHELL PASSES 4 OR MULTIPLE OF 4 TUBE PASSES

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_1}$$

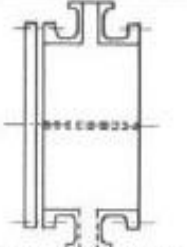
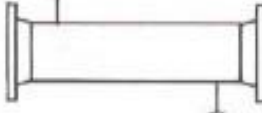

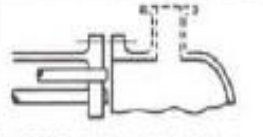

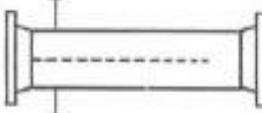
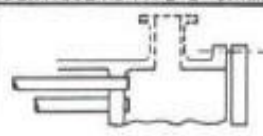
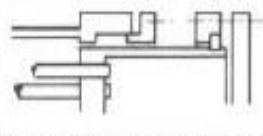
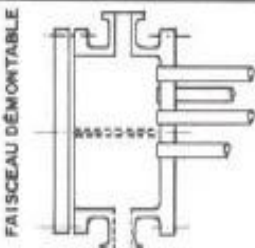
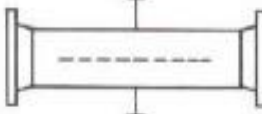
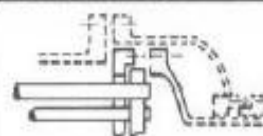
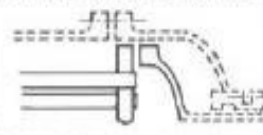
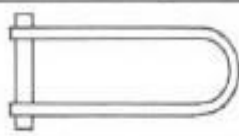
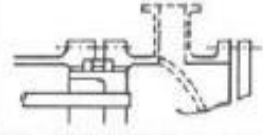
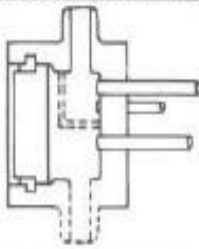

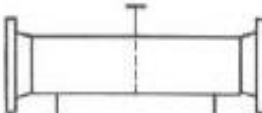
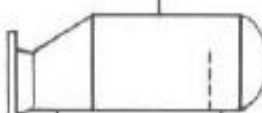
$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

F=LMTD CORRECTION FACTOR



F=LMTD CORRECTION FACTOR

Annexe III. Echangeurs de chaleur norme TEMA

	TYPE DE CHAMBRE DE DISTRIBUTION		TYPE DE CALANDRE		TYPE DE TETE FLOTTANTE ET DE FOND DE CALANDRE
A	 CHAMBRE AVEC COUVERCLE DEMONTABLE	E	 UNE PASSE CALANDRE	L	 PLAQUE TUBULAIRE FIXE IDENTIQUE AU TYPE "A" CHAMBRE
				M	 PLAQUE TUBULAIRE FIXE IDENTIQUE AU TYPE "B" CHAMBRE
B	 CHAMBRE A FOND ET BRIDE MONOBLOC	F	 DEUX PASSES CALANDRE AVEC CHIGANE LONGITUDINALE	N	 PLAQUE TUBULAIRE FIXE IDENTIQUE AU TYPE "C" CHAMBRE
				P	 TETE FLOTTANTE AVEC PRESSE-ETOUPE EXTERIEUR
C	 FAISCEAU DEMONTABLE	G	 FLUX DIVISE	S	 TETE FLOTTANTE AVEC COURONNE DE FIXATION EN 2 ELEMENTS
				T	 TETE FLOTTANTE A PASSAGE LIBRE
				U	 FAISCEAU TUBULAIRE AVEC TUBES EN EPINGLES "U"
				W	 TETE FLOTTANTE AVEC JOINT TYPE "LANTERNE"
D	 FERMETURE SPECIALE POUR HP	H	 DOUBLE FLUX DIVISE	J	 FLUX DIVISE A 2 SORTIES
				K	 REBOUILLEUR "TYPE CHAUDIERE"

