

RAPPORT DU PROJET DE FIN D'ETUDE
Pour obtenir le diplôme de LICENCE

En Sciences de la Matière Physique
Option : Energie renouvelable

Présenté par :

KHAOUTI Abdellah
ELHAMDAOUI Idriss

Encadré par :

Pr Mr. EL OUARDIEL MOKHTAR

Contribution à l'étude de l'échangeur de chaleur à
tube et calandre à Co-courant



Soutenu le 19 /06/ 2019devant la commission d'examen :

Pr. Mr JedaaAbedsalam, FPS, Safi
Pr. Mr. Aboufadiil Youssef, FPS, Safi
Pr. Mr. ElbiyaaliAbderrahim, FPS, Safi
Pr. EL MOKHTAR EL OUARDI, FPS, Safi

Président
Rapporteur et examinateur
Rapporteur et examinateur
Encadrant

Année Universitaire : 2018-2019

DEDICACE

A mes très chers parents,

Aucun terme et aucune langue ne pourra exprimer mon amour et mes sentiments envers vous.

En témoignage de mon amour, mon affection et ma reconnaissance pour les efforts que vous avez consentis pour moi durant toutes ces années je vous dédie cet humble travail.

A mes chers frères et sœurs,

Je ne sais comment vous remercier pour tout ce que vous avez fait pour moi.

A toute ma famille.

A mes chers amis,

Pour tout le soutien que vous m'avez offert, je vous dis MERCI.

A mon binôme,

Pour l'échange, la patience, les moments de partage et de soutien, je te dédie notre travail et je te remercie pour tes efforts.

A tous ceux qui m'aiment, je dédie ce travail...

Et à vous qui lisez ce manuscrit

REMERCIEMENTS

En premier lieu, nous tenons tout d'abord à remercier dieu le tout puissant et miséricordieux qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

En second lieu, nous tenons à remercier notre encadreur Mr. EL OUARDI EL MOKHTAR sur ses précieux conseils et ses efforts durant toute la période du travail.

Nos vifs remerciements vont également aux membres de jury : Mr Jedaa Abedsalam, Mr Aboufadel Youssef Mr Elbiyaali Abedrrahim, et Mr El Ouardi Elomktar pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant de rapporter et d'examiner notre travail et d'enrichir par leurs remarques et propositions.

Nous tenons également à remercier nos familles qui nous ont assuré un appui intellectuel, moral et matériel.

En fin, toute personne contribuant de près ou de loin à la réalisation de ce travail trouve ici l'expression de nos gratitude et remerciements.

.....

***Contribution à l'étude de l'échangeur de chaleur à tubes et
calend्रे à co - courant***

.....

RESUME

Les calculs de l'échangeur de chaleur à tubes et calend्रे citées dans la littérature, sont basées sur des modèles empiriques validés à l'échelle des laboratoires où l'échangeur est de l'ordre de quelques centimètres à environ d'un mètre. Mais lorsqu'on fait une application vers l'industrie où les dimensions assez grands, les erreurs de calculs devient importantes à cause de la variation des paramètres thermophysiques le long de l'échangeur, et par conséquent le coefficient global de transfert. Dans ce mémoire, nous avons intéressé à la modélisation du couplage entre les grandeurs classiques (le coefficient de transfert global et la surface d'échange) et les propriétés thermophysiques des fluides chaud et froid. Le calcul est effectué tout d'abord sur un échangeur mono-tubulaire afin de le généraliser sur l'échangeur multitubulaire. On considère que l'échange thermique s'effectué sans changement de phase des fluides circulant en améliorant les hypothèses fréquemment utilisés.

Cette modélisation permette de minimiser les estimations de calcul de l'échangeur lors de la conception, de contrôler le fonctionnement ou le changement des conditions de la mise service.

Mots Clés : Transfert de chaleur, Echangeur de chaleur à tubes et calend्रे à co-courant, Modélisation, coefficient global de transfert, surface d'échange, propriétés thermophysiques.

.....

TABLE DES MATIÈRES

TABLE DES MATIÈRES

PRINCIPALES ABREVIATIONS ET NOTATIONS

LISTE DES FIGURES

INTRODUCTION GENERALE.....1

CHAPITRE I : SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE

I-Généralités sur les échangeurs de chaleur.....3

1-Définition & utilités.....3

2-Types classiques des échangeurs de chaleur.....4

2-1-Critères de classement des échangeurs.....4

3-Critères et exigences de sélection.....6

3-1-Critères de sélection.....6

3-2-Exigences de sélections.....7

II-Principaux modes d'écoulement des deux fluides.....7

1-Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens.....7

2-Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraires.....8

3-Ecoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage.....8

4-Les différences entre les trois écoulements.....9

III-Les échangeurs tubulaires.....9

1-Echangeur monotube.....9

2-Echangeur coaxial.....10

3-Echangeur multitubulaire.....10

3-1-L'échangeur de chaleur à tube et calandre.....10

3-2-Choix de l'ordre de passage du fluide dans les échangeurs à tube et Calandre.....12

3-3-Echangeur de chaleur TEMA.....13

IV-Revue bibliographique.....14

CHAPITRE II FORMALISMES MATHÉMATIQUES

I-Aspects thermo physiques de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre.....18

1-Surface d'échange.....18

2-Coefficient global de transfert.....18

3-Calcul de l'écart de la température.....19

II-Efficacité, ratio de flux et NUT.....20

III-Analyse du couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermo
physiques.....20

CHAPITRE III MODELISATION DU COUPLAGE ENTRE LES GRANDEURS CLASSIQUES
ET PROPRIETES THERMO PHYSIQUES

I-Hypothèses du modèle.....23

II-Les équations des flux thermiques dans l'échangeur de chaleur à co-courant.....23

III- L'extrapolation du modèle à la totalité de l'échangeur de chaleur à co-courant..26

SYNTHESE & DISCUSSIONS

CONCLUSION GENERALE & PERSPECTIVES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

.....
PRINCIPALES ABREVIATIONS ET NOTATIONS
.....

PRINCIPALES ABREVIATIONS ET NOTATIONS

Symbole	Nomenclature	Unité
A	Surface totale de l'échangeur	m ²
A _e	Surface totale externe d'un tube de l'échangeur	m ²
A _i	Surface totale interne d'un tube de l'échangeur	m ²
c _p ^c	Chaleur massique du fluide chaud	J/kg.K
c _p ^f	Chaleur massique du fluide froid	J/kg.K
D	Diamètre des tubes	m
DTLM (ΔT_{lm})	Différence de la température logarithmique moyenne	K
ΔT_s	Différence de la température sortie échangeur	K
ΔT_e	Différence de la température entrée échangeur	K
F	Coefficient de corrélation	-
G	Efficacité d'échangeur	-
h _i	Coefficient de convection interne	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
h _e	Coefficient de convection externe	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
K	Coefficient de transfert local	W.m ⁻² .K ⁻¹
K	Coefficient de transfert global	W.m ⁻² .K ⁻¹
L	Longueur des tubes	m
m	Coefficient liant les propriétés thermophysiques de fluide chaud et fluide froid d'un tube	Kg ⁻² .m ²
M	Coefficient liant les propriétés thermophysiques de fluide chaud et fluide froid à la totalité de l'échangeur	Kg ⁻² .m ²
n	Nombre des tubes	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
q ^c	Débit massique instantané du fluide chaud	kg/s
q ^f	Débit massique instantané du fluide froid	kg/s
Q ^c	Débit total du fluide chaud	kg/s
Q ^f	Débit total du fluide froid	kg/s
r _i	Rayon interne des tubes	m
r _e	Rayon externe des tubes	m
R	Ratio des flux thermiques	-
R _{ee}	Résistance d'encrassement à l'extérieur des tubes	m.°C/Kcal
R _{ei}	Résistance d'encrassement à l'intérieur des tubes	m.°C/Kcal
Re	Nombre de Reynolds	-

s	Elément de surface d'un tube correspondant à x	m ²
S	Surface totale d'un tube	m ²
T _f	Température coté froid	K
T _c	Température coté chaud	K
T _c ⁱ	Température initiale du fluide chaud	K
T _c ^f	Température finale du fluide chaud	K
T _f ⁱ	Température initiale du fluide froid	K
T _f ^f	Température finale du fluide froid	K
V _m	Vitesse moyenne du fluide d'échange	m/s
X	Abscisse de la section correspond à l'écart T _c – T _f	m
W	Rapport de l'écart des températures de l'état initial à l'état final	-
ω	Rapport instantané de l'écart des températures entre cote chaud et cote froid par rapport à l'origine	-
ΔT	L'écart de la température entre fluide chaud et froid	K
ΔT _{lm}	L'écart de la température logarithmique moyenne	K
λ	Coefficient de conductivité thermique du matériau des tubes	W .m ⁻² .K ⁻¹
ρ ^f	Masses volumiques du fluide froid	kg/m ³
ρ ^c	Masses volumiques des fluides chauds	kg/m ³
ρ	Masse volumique	kg/m ³
Φ	Flux de chaleur	kg/m ³
Φ ^c	Flux de chaleur du fluide chaud	W
Φ ^f	Flux de chaleur du fluide froid	W
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
μ _m	La viscosité moyenne du fluide	Pa.s
δT	L'écart de la température paroi-fluide	K
τ	Temps	s
q _t ^f	Débit massique d'un tube du fluide froid	kg/s
q _t ^c	Débit massique d'un tube du fluide chaud	kg/s

LISTE DES FIGURES

Figure 1- Schéma d'un transformateur de vapeur moyen pression.....	3
Figure 2- Critères utilisés dans la classification des échangeurs de chaleur.....	6
Figure 3- principe d'un échangeur à co-courant.....	8
Figure 4- principe d'un échangeur à contre-courant.....	8
Figure 5- principe d'un échangeur à courant croisés.....	8
Figure 6- Les différents types d'échangeurs tubulaires.....	9
Figure7- Echangeur de chaleur monotube.....	10
Figure 8- Echangeur à tubes et calandre.....	11
Figure 9- Calandre d'un échangeur tubulaire.....	11
Figure 10- Plaque tubulaire d'un échangeur thermique à tube et calandre.....	11
Figure 11- Disposition des tubes dans la calandre.....	12
Figure 12- Chicane d'un échangeur tubulaire.....	12
Figure 13- Les différents types d'échangeurs (selon le standard TEMA).....	14
Figure 14- Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid.....	26
Figure15- Variation de KA avec W	27

.....
INTRODUCTION GENERALE
.....



INTRODUCTION GENERALE

L'optimisation des processus industriels pour une maximum exploitation de l'énergie disponible est une ligne très active de recherche scientifique ces dernières années. Cependant, le fonctionnement de plusieurs systèmes modernes tel que: les condenseurs et les évaporateurs dans les machines de réfrigération, les surchauffeurs de chaudière dans les installations des turbines à vapeur, les composants électroniques, les compresseurs, les centrales nucléaires .est accompagné par une génération importante de la chaleur. Ceci peut poser des problèmes graves de surchauffe qui mène, avec le temps, à la défaillance du système. Donc ces systèmes ont besoin des éléments supplémentaires de transfert de chaleur afin de maintenir leur fonctionnement à ses températures recommandées et d'une manière efficace et fiable. Les échangeurs de chaleur répondent à ces besoins. Le développement et la recherche sur le transfert thermique dans les échangeurs de chaleur compacts, sont devenus importants pendant les dernières années. Des avancées significatives ont eu lieu dans le développement de la technologie de fabrication d'échangeur de chaleur ainsi que la théorie du design. Bien que le nombre appliqués aux équipements industriels augmente, tel que les échangeurs à tube et calandre, il y a toujours un manque d'information au sujet des phénomènes des échanges thermiques le long de la surface d'échange. Les constructeurs réservent des budgets de plus en plus importants à la recherche d'un pouvoir d'échange maximal et d'une compacité élevée. L'objectif principal dans le perfectionnement des systèmes thermiques, tel que les échangeurs de chaleur, est de renforcer le transfert de chaleur entre les surfaces chaudes et froides. Les échangeurs constituent donc un des dispositifs clé du thermicien, et sont un composant quasi inévitable dans la maîtrise de l'énergie [1]. Compte-tenu de leurs multiples utilisations, les difficultés rencontrées par les concepteurs d'échangeurs de chaleur sont diverses et variées. Toutefois, un des principaux problèmes de conception auxquels ils se heurtent a trait au cout total (coût de fonctionnement et coût d'investissement). En effet, le coût total reste encore, et toujours, l'un des préoccupations des chercheurs.

L'importance des échangeurs de chaleur a augmenté énormément du point de vue de la conservation de l'énergie, la conversion, la récupération et la mise en œuvre réussie des nouvelles sources d'énergie. Son importance est également en augmentation du point de vue des préoccupations environnement. Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans les différents secteurs, tout étant des éléments clés de nombreux produits industriels disponibles sur le marché. Le but principal de l'utilisation des échangeurs de chaleur est l'économie des dépenses, car le coût du chauffage du pétrole brut, par exemple, nécessite beaucoup de carburant et d'énergie, alors que dans la même unité, les produits pétroliers ont besoin de

refroidir avant d'être envoyés aux réservoirs afin que les fonctions puissent être remplies dans un échangeur de chaleur Un ou un plusieurs échangeurs de chaleur.

Pour améliorer les performances thermique et dynamique des échangeurs de chaleur, beaucoup de recherches ont été menées et plusieurs techniques étaient effectuées par les constructeurs afin de concevoir un échangeur plus en plus efficace. Elles visent à améliorer le transfert thermique le long de l'échange par l'accroissement de du coefficient global de transfert et la surface d'échange pour augmenter la performance des échangeurs de chaleur.

Cependant, une performance élevée de transfert de chaleur est toujours, inévitablement, par des pertes de charge aussi élevée. Par conséquent, un bon compromis entre le transfert de chaleur et la chute de pression sera nécessairement trouvé.

Le travail, présenté dans ce mémoire, se propose à étudier le couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermo physiques d'un échangeur de chaleur à tube et calandre à Co-courant. Ce mémoire est composé de trois chapitres:

Le premier chapitre présente des études intéressantes dans le domaine des échangeurs de chaleurs. On fait, Dans la première partie, nous avons cité une généralité sur les échangeurs. Ainsi, dans la deuxième partie, nous effectuerons une revue bibliographique sur les nouveautés de la recherche scientifique publiés dans ce domaine.

Le deuxième chapitre s'intéresse à étudier les formalismes mathématiques utilisées pour la conception des échangeurs à tubes et calandre, il s'intéresse aux aspects thermo physiques. Ainsi que l'expression d'efficacité, ratio de flux et le nombre d'unités de transfert. Nous terminerons ce chapitre par une analyse adimensionnelle.

Le troisième chapitre de ce manuscrit rapporte l'étude de la modélisation du couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermo physiques d'un échangeur de chaleur à tube et calandre à co-courant.

Enfin nous terminerons par une analyse, discussion et conclusion ; les résultats sont interprétées et comparés avec ceux trouvés dans la littérature. Ainsi que les perspectives de notre étude seront présentées brièvement.

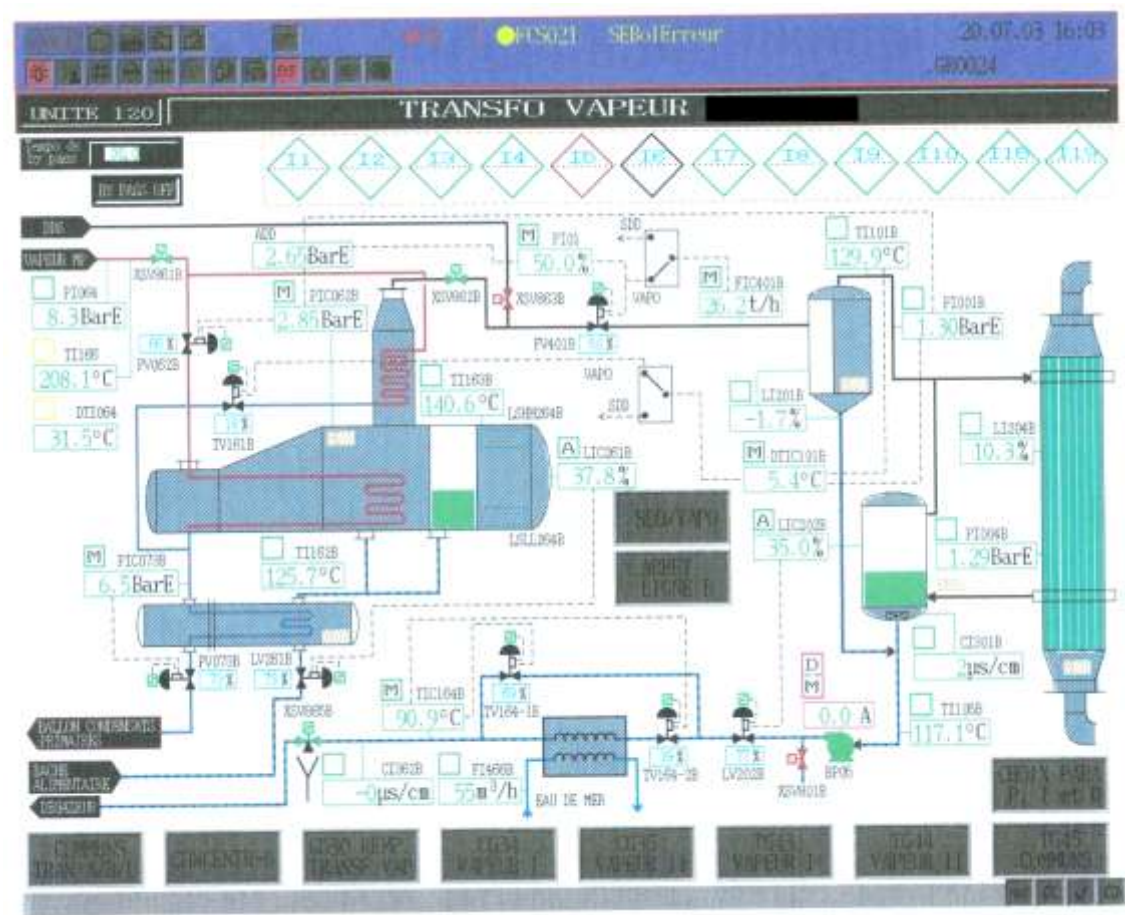
CHAPITRE I

.....
Synthèse bibliographique
.....

I- Généralités sur les échangeurs de chaleur

1- Définition & utilités

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie et donc, par voie de conséquence, de protection de l'environnement. Une grande part de l'énergie thermique (90%) utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. Ils sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agro-alimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel (chauffage, climatisation, etc.). [1]. Par exemple, le transformateur de vapeur est constitué principalement par des échangeurs (Fig.1)



fluides. Le même fluide peut conserver son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases : c'est le cas des condenseurs, évaporateurs, bouilleurs, ou des tours de refroidissement. Est un dispositif qui facilite le transfert d'énergie, sous forme de chaleur, entre deux ou plusieurs fluides. Des fluides chauds circulent depuis l'entrée de l'échangeur jusqu'à leur sortie en cédant une partie de leur enthalpie à des fluides froids qui, eux aussi, circulent entre des entrées et des sorties distinctes de celles des fluides chauds. Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés une paroi ou cloison à faible inertie thermique au travers de laquelle les échanges se font par conduction. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid. En d'autres termes, le fluide chaud se refroidit au contact du fluide froid et le fluide froid se réchauffe au contact du fluide froid .

Les échangeurs thermiques permettent des échanges de chaleur entre deux liquides, entre deux gaz ou entre un gaz et un liquide. En cas de transfert de chaleur accompagné de changement de phase, les échangeurs thermiques peuvent assurer une fonction d'évaporation ou de condensation.

2- Types classiques des échangeurs de chaleur

Pour résoudre ses problèmes d'échanges thermiques, l'utilisateur se trouve devant une grande variété de produits, dont les principales catégories sont les échangeurs à plaques et les échangeurs tubulaires.

2- 1- Critères de classement des échangeurs

Il existe plusieurs critères de classement des types d'échangeurs. Les principaux sont:

2- 1- 1- Classement technologique

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants [2] :

- 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.

2- 1- 2- Classement suivant le mode de transfert de chaleur

Les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection, 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 [2].

2- 1- 3- Classement suivant le procédé de transfert de chaleur

Suivant qu'il y a ou non stockage de chaleur, on définit un fonctionnement en récupérateur ou en régénérateur de chaleur:

- transfert sans stockage, donc en récupérateur, avec 2 ou n passages et un écoulement en général continu ;
- transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

2- 1- 4- Classement fonctionnel

Le passage des fluides dans l'échangeur peut s'effectuer avec ou sans changement de phase, suivant le cas, on dit que l'on a un écoulement monophasique ou diphasique. On rencontre alors les différents cas suivants [2] :

- les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- un seul fluide à un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évapore-condenseurs.

2- 1- 5- Classement suivant la compacité de l'échangeur

La compacité est définie par le rapport de l'aire de la surface d'échange au volume de l'échangeur [2] (R.K. Shah propose qu'un échangeur soit considéré comme compact si sa compacité est supérieure à $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$; cette valeur est susceptible de varier de 500 à $800 \text{ m}^2/\text{m}^3$).

2- 1- 6- Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange

On retiendra deux types de paroi [2] :

- les échangeurs métalliques en acier, cuivre, aluminium ou matériaux spéciaux : superalliages, métaux ou alliages réfractaires ;
- les échangeurs non métalliques en plastique, céramique, graphite, verre, etc.

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée dépend de nombreux paramètres : les propriétés physiques des fluides, leur agressivité, les températures ainsi que les pressions de service. Les contraintes d'encombrement et de maintenance doivent aussi être prises en compte, ainsi que les considérations économiques.

Les critères précédents sont illustrés dans la figure 2.

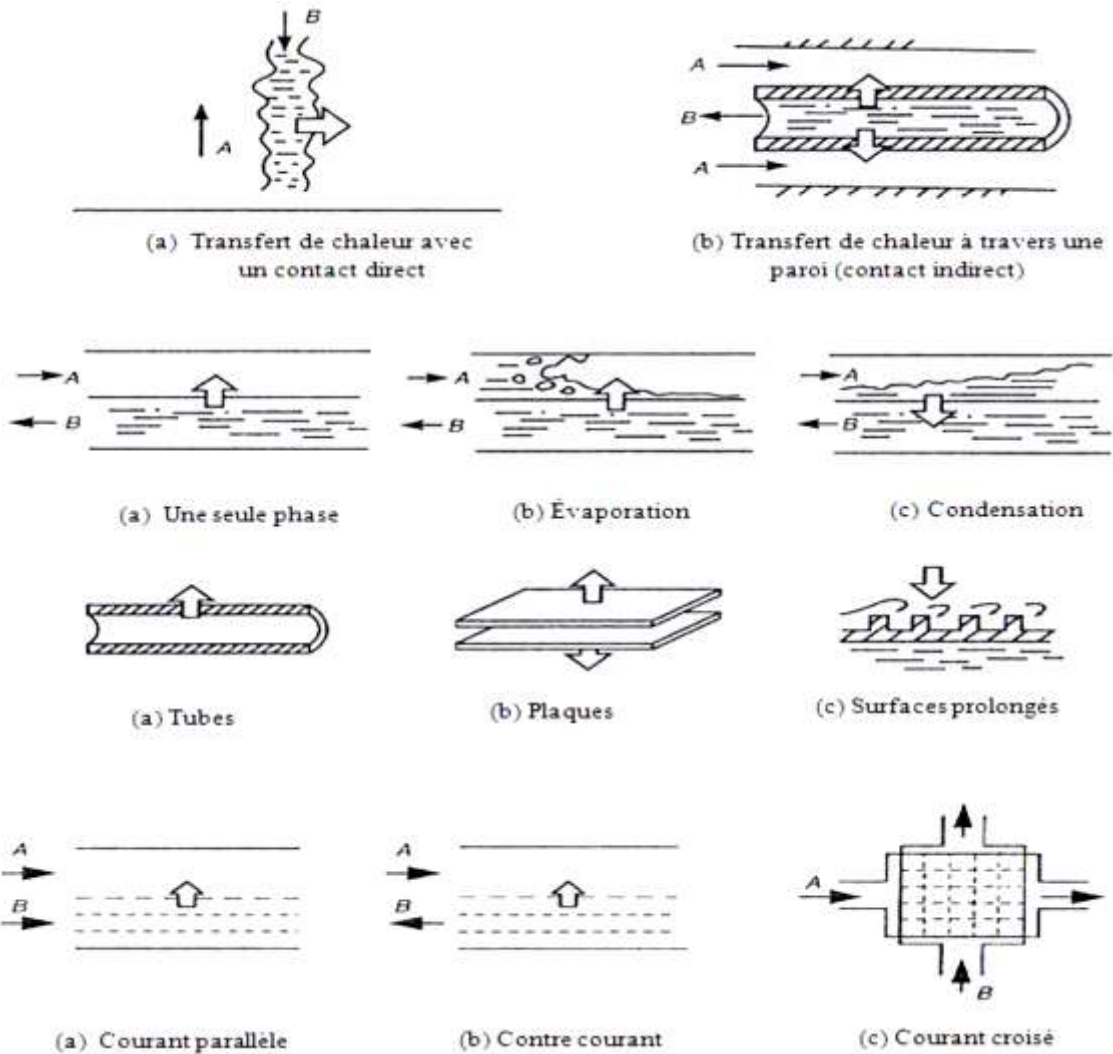


Figure 2 : Critères utilisés dans la classification des échangeurs de chaleur [3].

3- Critères et exigences de sélection

3- 1- Critères de sélection

Les critères de sélection sont nombreux, mais les critères principaux sont la nature du fluide à traiter, les pressions et les températures de fonctionnement, et les coûts.

Les fluides impliqués dans le transfert de chaleur peuvent être caractérisé par la température, la pression, la phase, les propriétés physiques, la toxicité, corrosivité, et tendance à l'encrassement. Les conditions de fonctionnement des échangeurs de chaleur varient dans une fourchette très large, et un large éventail d'exigences est imposée pour leur design et performance [4].

Tous ces éléments doivent être considérés lors de l'évaluation du type de l'échangeur à utiliser. Lors de la sélection d'un échangeur de chaleur pour une tâche donnée, les points suivants doivent être considérés :

i- Matériaux de construction

- ii- Pression et température de fonctionnement,
- iii- Débits
- iv Type d'écoulement
- v- Performance paramètres : Efficacité thermiques et perte de charge
- vi- Risque d'encrassement
- vii- Types et phases de fluides
- viii Possibilités d'entretien, d'inspection, de nettoyage, extension et de réparation
- ix- Cout global
- x- Techniques de fabrication
- xi- Applications destinées

3- 2- Exigences de sélections

Les échangeurs de chaleur doivent remplir les conditions suivantes [4] :

- i- Grande efficacité thermique
- ii- Perte de charge aussi faible que possible
- iii- Fiabilité et espérance de vie
- iv- Produit de haute qualité et un fonctionnement sûr
- v- Compatibilité des matériaux avec les fluides de fonctionnement
- vi- Format pratique, facile pour l'installation, l'utilisation fiable
- vii- Facilité d'entretien et de réparation
- viii- Léger mais robuste dans la construction pour résister aux pressions opérationnelles
- ix- Simplicité de fabrication
- x- *Faible coût*
- xi- Possibilité d'effectuer la réparation de problèmes d'entretien

II- Principaux modes d'écoulement des deux fluides

1- Ecoulement des deux fluides parallèles et de même sens

Les deux fluides sont disposés parallèlement et vont dans le même sens. Il s'agit d'échangeurs dits à co-courants où la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du 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.

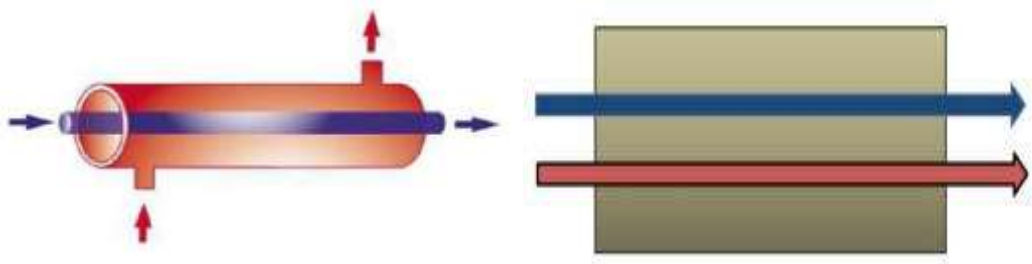


Figure 3 : principe d'un échangeur à co-courant.

2- Ecoulement des deux fluides parallèles mais de sens contraires

Dans ces échangeurs de chaleur, les deux fluides entre lesquels a lieu la transmission calorifique circulent en sens inverses le long de la surface.

Il s'agit d'échangeurs à contre-courants où la température de sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

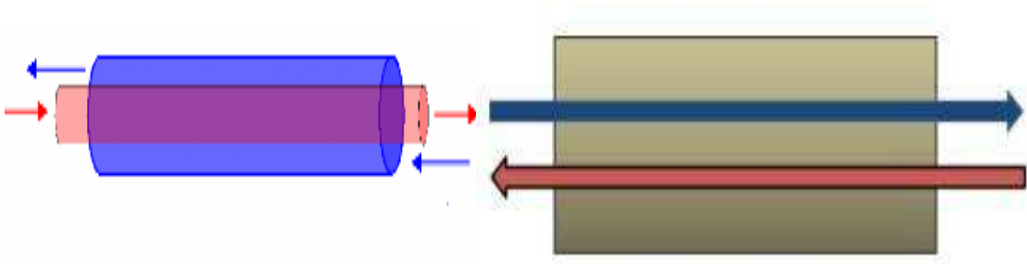


Figure 4 : principe d'un échangeur à contre-courant.

3- Ecoulement des deux fluides croisés avec ou sans brassage

Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides circule dans une série de tubes tandis que l'autre fluide circule perpendiculairement autour des tubes. 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. Les températures varient non seulement avec la direction de l'écoulement, mais aussi dans la section de veine.

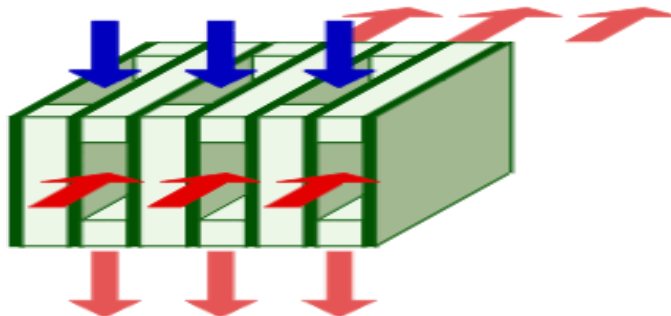


Figure 5 : principe d'un échangeur à courant croisés.

4- Les différences entre les trois écoulements

L'avantage de l'échangeur à contre-courants sur l'échangeur à co-courants est de nécessiter, pour un même flux de chaleur, des surfaces d'échanges plus faibles.

L'arrangement à contre-courant est le plus efficace dans les arrangements des écoulements, il produit le plus grand changement de température pour chaque fluide comparé avec un autre arrangement à deux fluides.

III- Les échangeurs tubulaires

Les échangeurs tubulaires représentent encore près de la moitié des échangeurs thermiques vendus en France et en Europe [Finkbeiner et al 1993]. Il représente environ 24 % des ventes d'échangeurs thermiques dans l'industrie. Ils sont utilisables pour des applications à haute pression par rapport à l'environnement et entre les fluides. Ils sont principalement utilisés pour des applications liquide-liquide et liquide-changement de phase. Ils sont également utilisés dans des applications gaz-liquide et gaz-gaz lorsque la température et/ou la pression d'opération sont élevées. Ils présentent un certain nombre d'avantages: en particulier ils sont faciles à fabriquer, relativement bon marché, de maintenance aisée et surtout ils peuvent être utilisés à des pressions élevées et à de fortes températures. Leur robustesse et leur fiabilité contrebalancent leur encombrement [5].

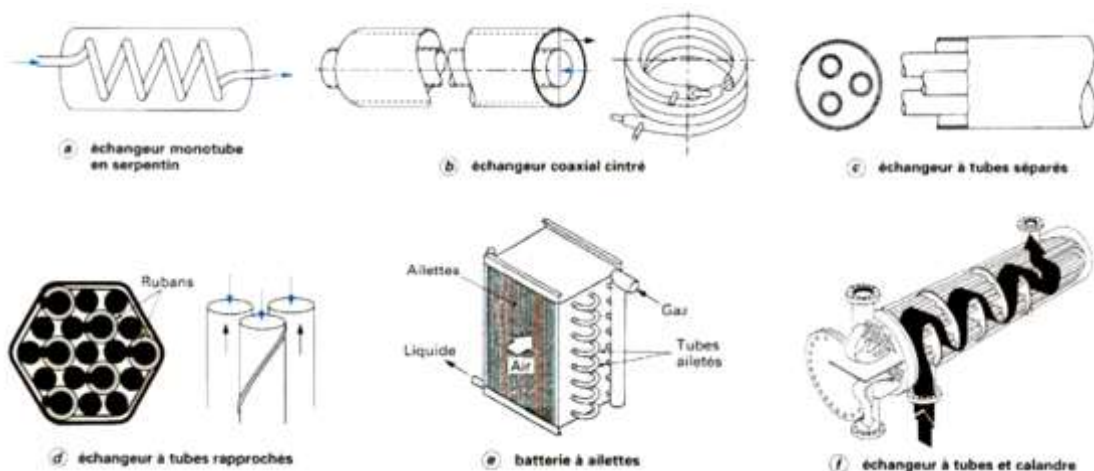


Figure 6 : Les différents types d'échangeurs tubulaires [2]

On distingue, le plus souvent, trois catégories.

1- Echangeur monotube

C'est un échangeur monotube, dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir. Il a généralement la forme d'un serpentin.



Figure 7 : Echangeur de chaleur monotube

2- Echangeur coaxial

Echangeur coaxial, dans lequel les tubes sont le plus souvent contrés; en général, le fluide chaud ou le fluide à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.

3- Echangeur multitubulaire

Echangeur multitubulaire, existant sous quatre formes :

- ✚ Echangeur à tubes séparés : à l'intérieur d'un tube de diamètre suffisant (de l'ordre de 100 mm) se trouvent placés plusieurs tubes de petit diamètre (8 à 20 mm) maintenus écartés par des entretoises. L'échangeur peut être soit rectiligne, soit enroulé.
- ✚ Echangeurs 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.
- ✚ Echangeurs à tubes ailettes : ces tubes permettent d'améliorer le coefficient d'échange thermique.
- ✚ Echangeur à calandre : il est constitué d'un faisceau de tubes disposés dans une enveloppe généralement d'une forme cylindrique appelée calandre.

3- 1- L'échangeur de chaleur à tube et calandre

Les échangeurs de chaleur à tube et calandre consistent en une quantité de tubes insérés dans un réservoir de plus grande dimension nommé enveloppe est le plus utilisée. C'est le principal élément du transfert de chaleur des procédés industriels. Il a de nombreuses applications dans la production d'énergie, raffinage du pétrole, les industries chimiques. Ils sont utilisés comme refroidisseur d'huile, condenseur, chauffe-eau, ... etc [6].



Figure 8 : Echangeur de chaleur à tubes et calandre

- ★ **La calandre :** C'est l'enveloppe métallique entourant le faisceau tubulaire. L'acier au carbone est le matériau le plus couramment utilisé pour la construction des calandres. A chaque extrémité sont soudées les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution. Les tubulures d'entrée et de sortie sont soudées avec plaques de renforcement ou non, selon la pression de service. Enfin, la calandre pourra être équipée d'anneaux pour le levage et portera la plaque d'identité de l'appareil [6] .



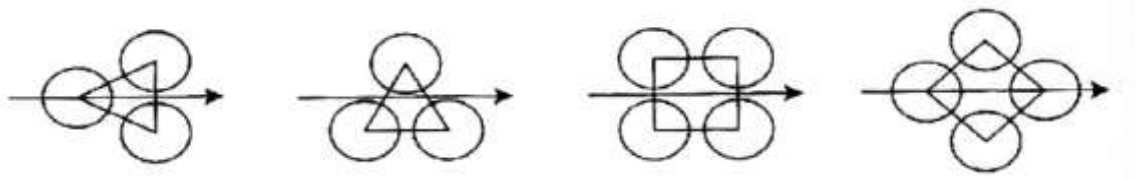
Figure 9 : Calandre d'un échangeur de chaleur tubulaire.

- ★ **Plaque tubulaire :** Ceux sont des plaques percées supportant les tubes à leur extrémité, leurs épaisseurs varient entre 5 et 10 cm [6] .



Figure 10 : Plaque tubulaire d'un échangeur de chaleur à tube et calandre

- ★ Faisceau tubulaire : Les tubes constituant le faisceau sont placés selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire. Ce pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donnée [6],



Triangulaire droit Triangulaire incliné carré droit Carré incliné

Figure 11 . Dispositions des tubes dans la calandre

- ★ Chicane : Le faisceau de tubes porte également des chicanes transversales qui ont pour but de [6] :
 - Imposer au fluide une trajectoire en zigzag et allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre ;
 - Créer la turbulence en augmentant la vitesse du fluide, et améliorer le transfert de chaleur à l'extérieur du tube ;
 - Assurer la rigidité du faisceau, pour éviter des phénomènes de vibration

On ajoute en général des chicanes dans la calandre, qui jouent le rôle de promoteurs de turbulence et améliorent le transfert à l'extérieur des tubes.



Figure 12 : Chicane d'un échangeur tubulaire.

3- 2- Choix de l'ordre de passage du fluide dans les échangeurs à tube et calandre

Choix de l'ordre de passage de fluide [7] :

- Si un fluide est sous forte pression ($>1\text{Mpa}$) par exemple, le faire circuler de préférence dans les tubes, pour éviter une trop forte épaisseur de la calandre.
- Si un fluide est encrassant (par exemple un produit risquant de se polymériser) le faire circuler de préférence dans les tubes, car il est possible de nettoyer l'intérieur des tubes sans démonter l'échangeur.
- Fluide le plus corrosif.
- Liquide de moins débit volumique.

➤ En mettant le plus grand débit dans la plus grande section.

Le choix d'un échangeur de chaleur pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres :

- Les températures des deux fluides.
- La pression des deux fluides.
- Propriétés physiques des fluides.
- Maintenance de l'échangeur.

Donc il est évident que un échangeur choisit doit être bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisée permet d'augmenter le rendement énergétique des procédés.

3- 3- Echangeur de chaleur TEMA

TEMA est une association commerciale des principaux fabricants des échangeurs à tube et calandre qui ont été les pionniers de la recherche et du développement depuis plus de 60 ans. Les normes TEMA ont obtenu l'acceptation dans le monde entier comme une autorité sur la conception mécanique des échangeurs à tubes et calandre.

Les normes TEMA Fournissent une approche reconnue pour les utilisateurs finaux et permet la comparaison entre les modèles concurrents pour une application donnée. TEMA est un ensemble de normes élaborées par les principaux fabricants d'échangeurs de chaleur qui définissent le style de l'échangeur de chaleur et les tolérances d'usinage et d'assemblage pour être employé dans la fabrication d'une unité donnée [8] .

TEMA est composée de trois classes différentes pour classer les échangeurs ; R, B et C.

Elle a développé une bonne pratique recommandée, pour les situations qui ne sont pas couvertes par ces trois classes. Toutes les classes conformes à la norme ASME section VIII, Division 1.

 R : destinée généralement au pétrole et les applications de traitement connexes.

 B : pour le service de traitement chimique.

 C : pour les exigences des applications de processus commerciaux et généraux.

C'est généralement spécifié dans les applications de l'échangeur à tube et calandre les plus typiques qui ne nécessitent pas des exigences sévères pour les services de traitement chimique ou pétrolier.

Les différents types des échangeurs à tube et calandre standardisés Par TEMA sont regroupés dans la figure suivante (Fig. 13)

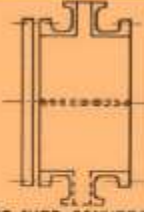
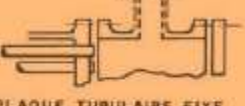
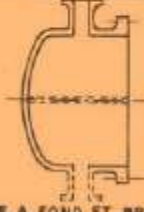
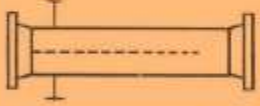
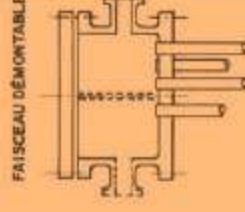
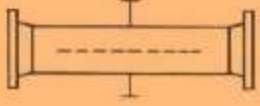
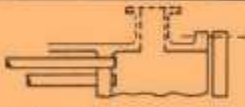
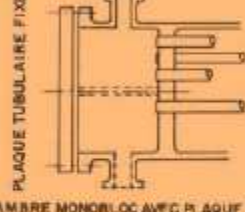
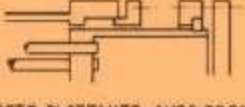
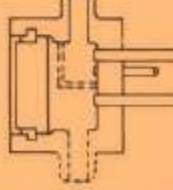
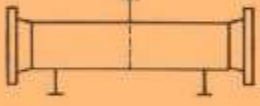
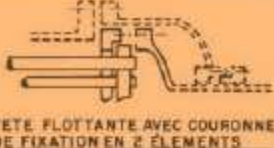
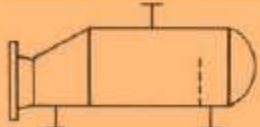
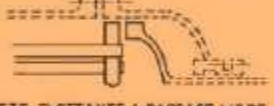
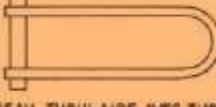
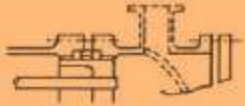
	TYPE DE CHAMBRE DE DISTRIBUTION		TYPE DE CALANDRE		TYPE DE TETE FLOTTANTE ET DE FOND DE CALANDRE
A	 CHAMBRE AVEC COUVERCLE DEMONTABLE	E	 UNE PASSE CALANDRE	L	 PLAQUE TUBULAIRE FIXE IDENTIQUE AU TYPE "A" CHAMBRE
B	 CHAMBRE A FOND ET BRIDE MONOBLOC	F	 DEUX PASSES CALANDRE AVEC CHIGANE LONGITUDINALE	M	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

Figure13 : Les différents types d'échangeurs (selon le standard TEMA)

IV- Revue bibliographique

L'échangeur de chaleur est équipement clé dans l'industrie, les caractéristiques des échangeurs à tubes et calandre se situent dans une gamme très étendue en encombrement, en puissance échangée, en pression et en température. Les exigences de fonctionnement, les différentes normes imposées par le législateur pour la conception de tels échangeurs, les technologies ainsi que les matériaux utilisés sont inévitablement variés et difficilement comparables. Il devient donc difficile d'établir une classification rigoureuse sans faire le choix incontestablement restrictif d'un critère. Cette complexité est inhérente à des états thermodynamiques particuliers, aux phénomènes couplés non linéaires ou hors équilibre induisant des comportements complexes, aux lois rhéologiques non newtoniennes, aux hétérogénéités des milieux et des objets considérés, aux comportements dynamiques des systèmes et aux multiples interactions. La difficulté est simplifiée par des corrélations mathématiques qui se basent sur des lois empiriques, ces lois empiriques et ces corrélations, ne sont pas générales, posent aussi de nombreux problèmes pour calculer ou évaluer les paramètres de l'échange lors de la conception qu'à l'échelle industriel.

Depuis les dernières années, la recherche sur le transfert thermique dans les échangeurs de chaleurs est devenue importants, mais il y a toujours un manque d'information au sujet des phénomènes de transfert thermiques le long de la surface d'échange. L'analyse de l'échangeur de chaleur se base sur des lois empiriques ayant des estimations près, il est difficile de proposer des théories générales.

Les organisations de l'échangeur ont présenté des abaques pour tout calcul de l'échangeur à partir des mêmes hypothèses classiques sans tenir compte le profil des propriétés thermophysiques le long de l'échangeur de chaleur.

Le développement et la recherche sur le transfert thermique dans les échangeurs de chaleur compacts, sont devenus importants pendant les dernières années. Bien que le nombre appliqués aux équipements industriels augmente, tel que les échangeurs à tube et calandre, il y a toujours un manque d'information au sujet des phénomènes des échanges thermiques le long de la surface d'échange. Les constructeurs réservent des budgets de plus en plus importants à la recherche d'un pouvoir d'échange maximal et d'une compacité élevée [9, 10].

Le calcul de l'échangeur de chaleur se base sur des lois empiriques ayant des estimations près, ils n'existent pas des normes et des codifications assez précises. Par suite de leur très grande variété, il est difficile aux auteurs de proposer des théories et des corrélations générales. Ceci est dû à la dépendance entre le coefficient global de transfert thermique, la surface d'échange et les propriétés thermophysiques des fluides chaud et froid dans l'échangeur de chaleur tubulaire.

De nombreux travaux ont été consacrés à l'étude de l'effet de l'une des propriétés thermo physiques sur le coefficient de transfert et la perte de charge: Manglik *et al.* ont étudié l'influence du débit massique sur les températures des deux fluides et le coefficient de transfert de chaleur le long de l'échangeur [11,12]. Le coefficient de transfert de chaleur en fonction de la qualité de vapeur pour différent flux thermique dans un échangeur à tubes et calandre de distribution triangulaire a été effectué par Thome *et al.* [13,14]. Les travaux de Zeng *et al.* ont été consacrés à la variation du coefficient de transfert sur le flux de chaleur de l'ammoniac sans changement de phase dans un échangeur à tube fixe [15,16]. Thors *et al.* ont étudié respectivement la variation du coefficient de transfert en fonction du débit massique pour différentes structures de l'échangeur à tube fixe et la variation de coefficient de transfert en fonction de la longueur de l'échangeur de l'ordre d'un mètre [17,18].

R. M. Manqlik et A.E.Bergles(2002) s'intéressent à l'étude de l'influence du début massique sur les températures des deux fluides et le coefficient de transfert de chaleur le long de la surface d'échangeur [11]. C.Chagny et al(2000) ont étudié l'influence des propriétés des liquides sur le transfert thermique pour différents valeurs de Prandtl et pour une large gamme de nombre de Reynolds [19].

Sarma et al.(2002, 2003, 2005) ont présenté une nouvelle approche pour prévoir le coefficient de transfert de chaleur de convection dans un tube pour différentes distributions pour des facteurs de prévision de frottement et des coefficient de transfert de chaleur [20,21]. P.Naphon(2006) a étudié les caractéristiques de transfert thermique et la perte de pression dans l'échangeur de chaleur horizontal [22].

T.J.Rennie et V.G.S.Raghavan (2005) ont remarqué lors de l'étude de l'échangeur de chaleur quelques différences entre l'expérience et la numérique [23].

L'objectif de cette étude est de modéliser le couplage entre le coefficient de transfert thermique, la surface d'échangeur et les propriétés thermo physique des fluides circulants dans un échangeur de chaleur. Cette modélisation permet de minimiser les estimations de calcul de l'échangeur et de le contrôler lors de son fonctionnement.

Manglik et Bergles ont consacré leurs études aux corrélations de transfert thermique et de chute de pression pour des régimes laminaires et turbulents [24,25].

Haraburda a décrit une méthode de calcul de coefficient de transfert thermique du côté calandre. Cependant, le calcul a été basé sur des relations empiriques [26].

Autres études telles que celles de H.C. Unal et K. Laor ont été développées en tenant compte de la dépendance entre le coefficient de transfert thermique, la position de l'échangeur et/ou de la température [27,28].

L'étude de la dépendance entre les grandeurs classiques et les propriétés thermophysiques dans un échangeur à tube et calandre a été validée par une

approche sur le procédé concentration d'acide phosphorique dans des travaux précédents de m. El Ouardi [29].

D'autres études, telles que celles de Unal, de Laor *et al.* ont été développées entendant compte de la dépendance entre le coefficient de transfert thermique, la position de l'échangeur et/ou de la température [30, 31].

Ce travail a pour objectif de modéliser le couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermophysiques des fluides circulants dans un échangeur de chaleur afin d'établir une loi optimale. Cette modélisation permet de bien concevoir l'échangeur de chaleur, et elle vise à minimiser les estimations de calcul de l'échangeur, de le contrôler lors de son fonctionnement et / ou de l'optimiser lors d'un changement des conditions du service.

Les études avancées sont assez nombreuses. Elles remédient aux approches primaires dont les résultats sont souvent infirmés par les mesures expérimentales, conduites par Hu et Jacobi [32] et analysées par Shah[33] qui a signalé que cette simplification de modèles est non valide si l'efficacité est inférieure à 0,8.

En clair, et après revue critique des publications, la majorité des auteurs s'accordent sur les disparités par rapport aux efficacités conventionnelles dès qu'un non linéarité est inclus. C'est aussi cette absence de travaux quant à la prise en charge de la quasi-totalité des hypothèses et profils, qui sont à l'origine de notre objectif.

Chapitre II

Formalismes Mathématiques

Chapitre II: Formalismes Mathématiques

I- Aspects thermo physiques de l'échangeur de chaleur à tubes et calandre

La base de la conception de l'échangeur de chaleur, est le calcul de sa surface d'échange, son coefficient global de transfert, la différence de température entre deux fluides, ainsi que son efficacité, ratio de flux et le nombre d'unité de transfert.

L'utilisation des échangeurs à tube et calandre étant plus récente, il n'existe pas de normes et de codifications aussi précises. Par suite de leur très grande variété, il est difficile de proposer des théories et des corrélations générales.

Les principes de base de la conception de l'échangeur de chaleur sont cités dans le livre de RAMESH K. SHAH [10].

Tout calcul de l'échangeur se base sur l'équation (1) qui se trouve presque dans toutes les références de l'échangeur de chaleur et universellement connue par la formule de HAUSBRAND.

$$\Phi = K A \Delta T \quad (1)$$

Cette équation emploie pour évaluer la praticabilité d'un échangeur. Le calcul des paramètres exigés de l'équation de conception (1) pour obtenir une évaluation préliminaire est assez difficile facilité par des estimations des paramètres suivants :

1- Surface d'échange

La surface d'échange est proportionnelle au prix de l'échangeur, pour un tel échangeur la surface d'échange varie en fonction de son état physique, Généralement, on utilise la formule suivante :

$$A = \int_{T_f^i}^{T_f^f} \frac{q_f^f c_p^f}{k \Delta T} dT_f \quad (2)$$

2- Coefficient global de transfert (K)

K peut être calculé à partir des considérations thermodynamiques ou peut être déterminé à partir des considérations de transport.

$$KA = \frac{1}{\frac{1}{A_i h_i} + \frac{R_{ei}}{A_i} + \frac{1}{2\pi L \lambda} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{R_{ee}}{A_e} + \frac{1}{A_e h_e}} \quad (3)$$

Le coefficient global de transfert thermique inclut toutes les résistances thermiques des fluides, du métal, les conductivités dues aux couches limites et les considérations d'encrassement. Ils dépendent des conditions hydrodynamiques et thermiques de la phase fluide en présence. Ces résistances ne sont calculables que par des estimations et par conséquent le calcul de K subit à une accumulation de ces estimations.

D'une manière générale, le dimensionnement des échangeurs est un compromis entre des objectifs contradictoires, dont les deux principaux sont les suivants

- ✓ une grande surface d'échange est souhaitable pour augmenter l'efficacité des échangeurs, mais elle se traduit par des coûts élevés ;
- ✓ de faibles sections de passage des fluides permettent d'augmenter les valeurs des coefficients d'échange thermique, et donc de réduire les surfaces, mais elles font aussi croître les pertes de charge.

3- Calcul de l'écart de la température

La différence de la température représente la force d'entraînement moyenne efficace pour un écoulement relativement simple de l'échangeur entier. Le calcul intégral fournit la manière la plus précise d'estimer cette force d'entraînement moyenne et ne fait aucune prétention au sujet des profils de température interne sauf que l'échangeur est thermodynamiquement conformé.

Les relations établies dans le cas des échangeurs à double tube ne peuvent être utilisées directement pour des échangeurs à tubes et calandre. Cependant la différence de température peut être obtenue en multipliant la DTLM relative aux deux extrémités par un facteur correctif (F) dépendant de deux coefficients G et R.

$$\Delta T = F \Delta T_{lm} \quad (4)$$

$$\Phi = KAF \Delta T_{lm} \quad (5)$$

Avec :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}} \quad (6)$$

et

$$\Delta T_e = T_c^i - T_f^i \text{ et } \Delta T_s = T_c^f - T_f^f$$

Le facteur F intervient dans la conception de l'échangeur, si la conception indique un coefficient de corrélation moins de 0.8, on doit remédier en ajoutant des chicanes ce qui augmente la différence de la température et accroît la pression qui est le deuxième paramètre qui doit être calculé pour une conception de processus typique. Les diagrammes du facteur de correction varient d'un

échangeur à l'autre selon leur position, la géométrie et les propriétés thermophysiques des fluides circulants.

Le facteur **F** est déterminé empiriquement et qu'à une température moyenne entre l'entrée et la sortie du tube ; ceci pose des problèmes à l'échelle industriel surtout quand l'écart de la température entre l'entrée et la sortie est grand.

Les diagrammes des facteurs de corrélation varient d'un échangeur à l'autre selon leur position, la géométrie et les propriétés thermophysiques des fluides circulants.

Les organisations de l'échangeur ont présenté des abaques pour tout calcul de l'échangeur à partir des mêmes hypothèses classiques sans tenir compte le profil des propriétés thermophysiques le long de l'échangeur de chaleur.

II- Efficacité, ratio de flux et NUT

«Le facteur de correction est fonction des températures du fluide et du nombre de passages du tube et de la coque est corrélé en fonction de deux rapports de température sans dimension : R et G».

- Si le débit thermique minimal $((Q_m C_p)_{min})$ est celui du fluide chaud :

$$G = \frac{T_c^i - T_c^f}{T_c^i - T_f^i}$$

Avec Ratio capacitances : $R = \frac{Q^c C_p^c}{Q^f C_p^f}$

Nombre d'unité de transfert : $NUT = \frac{KA}{Q^c C_p^c}$

- Si le débit thermique minimal $((Q_m C_p)_{min})$ est celui du fluide froid :

$$G = \frac{T_f^f - T_f^i}{T_c^i - T_f^i}$$

Avec Ratio capacitances : $R = \frac{Q^f C_p^f}{Q^c C_p^c}$

Nombre d'unité de transfert : $NUT = \frac{KA}{Q^f C_p^f}$

Les paramètres relatifs aux deux fluides sont ici leurs chaleurs spécifiques moyennes C_p ($J.kg^{-1}.K^{-1}$) sur les plages de températures de travail. Les produits $Q_m C_p$ ($W.K^{-1}$) étant alors les débits thermiques unitaires des deux fluides. Ces paramètres sont responsables à la dualité transfert thermique et perte de charge.

III- Analyse du couplage entre les grandeurs classiques et les propriétés thermophysiques

Le régime de fonctionnement d'un appareil quelconque résulte de la combinaison d'un très grand nombre de facteurs caractérisant soit la transformation chimique, soit les processus de transport de matière, de chaleur et de quantité de mouvement, etc..... Ces facteurs s'écrivent sous la forme d'un système des relations mathématiques. Dans l'échangeur de chaleur, on distingue : Les caractéristiques du fluide, son écoulement, les propriétés thermophysiques du matériau de l'échangeur et sa géométrie. Le nombre des paramètres élevés nous permet de le rassembler dans une fonction Ω sous la forme suivante :

$$\Omega(\lambda, \rho, \mu, C_p, V_m, D, L, \delta T, \Phi) = 0 \quad (7)$$

Cette fonction peut s'écrire sous la forme :

$$\frac{hD}{\lambda} = \Omega\left(\frac{\rho V_m D}{\mu}, \frac{C_p \mu}{\lambda}, \frac{L}{D}, \frac{\mu_m}{\mu_p}\right) \quad (8)$$

$$\frac{hD}{\lambda} = a \left(\frac{\rho V_m D}{\mu}\right)^\alpha \left(\frac{C_p \mu}{\lambda}\right)^\beta \left(\frac{L}{D}\right)^\delta \left(\frac{\mu_m}{\mu_p}\right)^\gamma \quad (9)$$

Avec : a, α, β, γ et δ sont des constantes dépendent de l'état de l'échangeur et de la nature des fluides circulants et leurs convection.

L'expérience est alors utilisée pour déterminer la fonction Ω , c'est-à-dire une corrélation mathématique liant ces nombres. Cette relation est bien entendu empirique et on détermine les paramètres des nombres adimensionnels qu'à une température moyenne entre l'entrée et la sortie du tube; ce qui n'est pas à l'échelle industriel surtout quand l'écart de la température entre l'entrée et la sortie est grande.

L'équation (9) se regroupe les nombres adimensionnels suivant :

i) le nombre de **Nusselt** :
$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (10)$$

Ce nombre caractérise l'échange thermique. Il représente le rapport d'une dimension géométrique de l'appareil à l'épaisseur de la couche limite dans le modèle à deux zones. Le critère de Nusselt est plus usuel pour représenter les variations du coefficient de transfert en fonction des grandeurs intervenant dans les nombres adimensionnels.

ii) le nombre de **Reynolds** :
$$Re = \frac{\rho V_m D}{\mu} \quad (11)$$

Le critère de Reynolds est caractéristique de la nature de l'écoulement

iii) le nombre de **Prandtl** :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad (12)$$

Où ν et α désignent respectivement les diffusivités de quantité de mouvement (ou viscosité cinématique) et thermique :

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \times c_p} \quad (13)$$

Le critère de **Prandtl** est caractéristique des propriétés physico-chimiques du fluide circulant.

iv) on rencontre souvent le critère de **Margoulis** (ou **Stanton**)

$$Ms_t = \frac{h}{\rho \times V_m \times c_p} \quad (14)$$

Ce critère représente l'efficacité locale du transport transversal par rapport au transport longitudinal. Il relie à la fois les critères de Prandtl, de Reynolds et de Nusselt.

$$Ms_t = \frac{Nu}{Pr \times Re}$$

v) le nombre $\frac{L}{D}$ est un terme représentatif des effets de bord, il permet de tenir compte des perturbations dues aux extrémités des tubes : il n'intervient donc plus quand on est suffisamment loin d'une des extrémités du tube.

vi) le rapport $(\frac{\mu_m}{\mu_p})^{0.14}$ où μ_p est la viscosité du fluide à la température de la paroi.

Ce rapport permet de tenir compte des variations de viscosité en fonction de la température (variation importante dans le cas des liquides). La fonction (9) qui regroupent ces nombres adimensionnels représente la dualité perte de charge - transfert de chaleur. Elle est la base de tout calcul d'échangeur. En effet, les résistances au transfert thermique seront d'autant plus faibles que les vitesses locales d'écoulement du fluide seront plus élevées. Dans ces conditions, on pourra utiliser des surfaces d'échange plus réduites (diminution de l'investissement), mais les pertes de charge étant plus grandes, le pompage devra être plus puissant, ce qui entraîne une augmentation du prix de fonctionnement. Ainsi, l'obtention des conditions optimales de fonctionnement d'un échangeur ne peut se concevoir sans une étude du couplage entre le coefficient de transfert thermique, la surface d'échange et les propriétés thermophysiques dans un échangeur à tube et calandre.

La complexité des phénomènes physiques lors de mise en service de l'échangeur de chaleur (problème de la validité des conditions aux limites, de la notion de coefficient d'échange en régime transitoire) en regard de la rusticité des conditions industrielles (bruit de mesure, grand nombre de paramètres intrinsèques mal identifiés) ne permet pas de valider un telle modèle ou de mettre

au point des méthodes d'estimation fiables. Il existe dans la littérature des corrélations permettant d'avoir un ordre de grandeur du coefficient de transfert. En effet dans de nombreux cas, il ne s'agira que d'un ordre de grandeur, la dispersion des résultats étant de l'ordre de 30 à 50 % par suite de certains paramètres difficilement contrôlables tels que l'état de surface et l'encrassement des supports solides. Lorsque le nombre de rangées de tubes augmente, le coefficient de transfert augmente puis atteint une valeur asymptotique d'ailleurs indépendante de la forme géométrique du faisceau dès que le nombre de rangées est supérieur à 10.

CHAPITRE III :

.....

MODELISATION DU COUPLAGE ENTRE LES GRANDEURS CLASSIQUES ET PROPRIETES THERMOPHYSIQUES

.....

Introduction

Les études sur l'échangeur de chaleur à tubes et calandre citées dans la littérature, sont basées sur des modèles empiriques validés à l'échelle des laboratoires où l'échangeur est de l'ordre de quelques centimètres à environ un mètre. Mais lorsqu'on fait une extrapolation vers l'industrie, l'erreur de calcul devient importante à cause de la variation des paramètres thermophysiques le long de l'échangeur.

Les modèles existant dans la bibliographie sont élaborés avec un certain nombre d'hypothèses qui ne sont valables qu'à l'échelle du laboratoire et pour des cas particuliers.

Dans ce chapitre, nous nous intéressons à la modélisation du couplage entre les grandeurs classiques (coefficient de transfert thermique, la surface d'échange et la différence de la température logarithmique moyenne) et les propriétés thermophysiques du fluide chaud et du fluide froid en considérant que le transfert de chaleur se fasse sans changement de phase. Le calcul est effectué tout d'abord sur l'un des tubes du faisceau afin de le généraliser sur la totalité de l'échangeur, tout en minimisant le nombre des hypothèses.

I- Hypothèses du modèle

Les problèmes rencontrés dans l'échangeur sont dus aux suppositions proposées. Le calcul de l'échangeur de chaleur général d'un échangeur peut se faire en admettant quelques hypothèses simplificatrices. Dans l'objectif d'améliorer ces hypothèses, nous avons considéré que:

- L'écoulement est à co-courant ;
- Les débits de capacité calorifique du fluide chaud et du fluide froid sont variables;
- L'échangeur de chaleur est à l'état stable ;
- Le coefficient de transfert thermique est variable le long de l'échangeur en fonction des températures et de la surface ;
- Il n'y a pas de pertes de chaleur ;
- et enfin le transfert dans l'échangeur se fait sans changement de phase (pas de condensation).

II- Les équations des flux thermiques dans l'échangeur de chaleur à co-courant

Le bilan thermique d'un échangeur de chaleur où la circulation se fait sans être en contact entre le fluide froid et le fluide chaud et sans changement d'état. On

définit le système comme étant constitué du fluide froid et du fluide chaud dans leur traversée de l'échangeur.

Les fluides froid et chaud sont respectivement définis par les grandeurs suivantes: débits massiques (q^c et q^f), chaleurs massiques moyennes (c_p^c et c_p^f) et températures d'entrée (T_c^i et T_f^i) et de sortie (T_c^f et T_f^f).

On écrit pour chaque fluide les flux de chaleur respectivement perdu par le fluide chaud et gagné par le fluide froid comme suit :

L'équation du fluide chaud s'écrit :

$$\Phi^c = - q^c c_p^c (T_c - T_c^i) \quad (15)$$

L'équation du fluide froid s'écrit :

$$\Phi^f = q^f c_p^f (T_f - T_f^i) \quad (16)$$

Par application du principe de la conservation de l'énergie, on écrit donc le bilan suivant:

$$\Phi^c - \Phi^f = \Phi_{\text{pertes}} \quad (17)$$

Dans la plupart des cas, l'échangeur est calorifugé; les pertes avec l'extérieur sont nulles ou négligeables, la somme des flux des différents fluides est nulle.

On a:
$$\Phi^c = \Phi^f$$

L'équation de transfert de chaleur dans l'échangeur à Co-courant s'écrit comme suit:

$$- q^c c_p^c (T_c - T_c^i) = q^f c_p^f (T_f - T_f^i) = k s \Delta T \quad (18)$$

En différentiant l'équation (10) :

$$\frac{- \frac{dT_c}{1}}{\frac{q^c c_p^c}{1}} = \frac{\frac{dT_f}{1}}{\frac{q^f c_p^f}{1}} = k s d(T_c - T_f) + (T_c - T_f) k ds + (T_c - T_f) s dk \quad (19)$$

On peut écrire aussi :

$$\frac{- \frac{d(T_c - T_f)}{1}}{\frac{q^c c_p^c}{1} + \frac{q^f c_p^f}{1}} - k s d(T_c - T_f) = (T_c - T_f) k ds + (T_c - T_f) s dk \quad (20)$$

On pose :
$$m = \frac{1}{q^c c_p^c} + \frac{1}{q^f c_p^f} \quad (21)$$

$$\frac{1}{q^c (T_c) c_p^c (T_c)} \quad \text{Varie de la même façon que} \quad \frac{1}{q^f (T_f) c_p^f (T_f)}$$

Par conséquent m peut être reste constante ; il ne dépend pas de la température.

L'équation (20) devient :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = - \frac{d(mks)}{1 + mks}$$

Par intégration on écrit :

$$\int_{T_c^i - T_f^i}^{T_c - T_f} \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = - \int_0^{mks} \frac{d(mks)}{1 + mks}$$

On trouve:

$$\ln \frac{T_c - T_f}{T_c^i - T_f^i} = -\ln(1 + mks)$$

$$\text{Ce qui donne : } ks = \frac{1}{\frac{1}{q^c c_p^c} + \frac{1}{q^f c_p^f}} \left(\frac{T_c^i - T_f^i}{T_c - T_f} - 1 \right) \quad (22)$$

Avec : $\omega = \frac{T_c^i - T_f^i}{T_c - T_f}$

Soit : $ks = \frac{1}{m} (\omega - 1)$

Comme il y a échange, il y a tendance à variation des températures. On fait T_c diminuer et T_f augmenter à mesure que S augmente et par conséquent k diminue. Le coefficient K intervient dans la formule de même titre que S . On ne peut donc le connaître qu'avec peu de précision ou également se tromper avec plus ou moins des conséquences graves. En effet, l'évolution du coefficient de transfert est une réplique fidèle de l'évolution de l'état physique des surfaces d'échange et des propriétés thermodynamiques des fluides circulant.

La seule cas possible qui existe dans la littérature est: $m > 0$ et $\omega > 1$: le fluide chaud se refroidit et le fluide froid s'échauffe.

La figure 14 montre la correspondance entre notre model et la littérature.

On attribue par exemple l'abscisse $x = 0$ à l'entrée du fluide chaud et $x = L$ à celle du fluide froid. Les évolutions des températures chaude et froide peuvent être représentées schématiquement comme dans la **figure 14**.

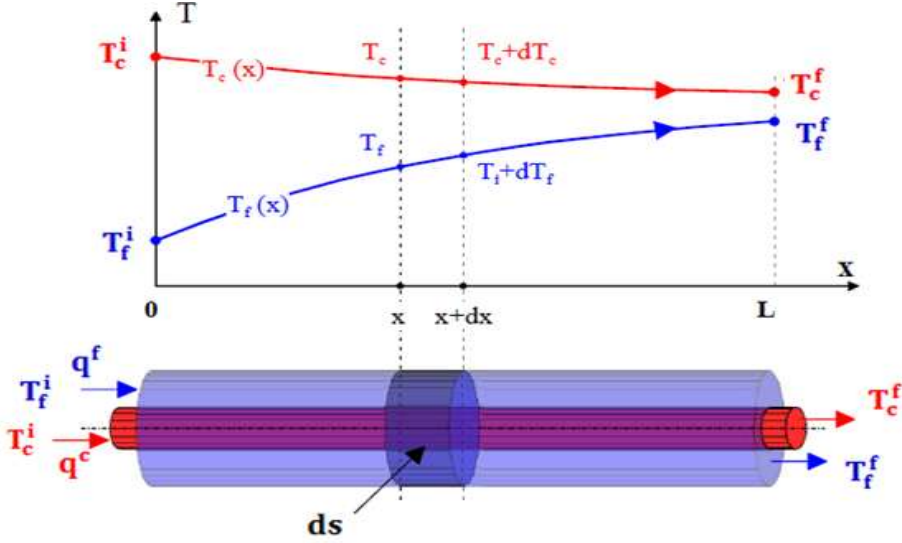


Figure 14: Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid.

III- L'extrapolation du modèle à la totalité de l'échangeur de chaleur à Co-courant :

Le modèle présenté est difficilement vérifiable instantanément (invalidité du coefficient d'échange local et les propriétés thermophysiques à chaque instant). Pour compléter la description du problème, et pour rester dans les conditions les plus proches possibles de la réalité industrielle, il est important d'extrapoler le modèle à la totalité de l'échangeur en utilisant les conditions initiales et aux limites adaptées à un tel échangeur de chaleur à tube et calandre à Co-courant.

- Pour $s = 0$ et $\Delta T = \Delta T_e = T_c^i - T_f^i$, $ks = 0$
- Pour $s = S$ et $\Delta T = \Delta T_s = T_c^f - T_f^f$, $ks = KS$

On obtient pour un tube :

$$kS = \frac{1}{\frac{1}{q_t^c c_p^c} + \frac{1}{q_t^f c_p^f}} \left(\frac{T_c^i - T_f^i}{T_c^f - T_f^f} - 1 \right) \quad (23)$$

Pour la totalité de l'échangeur on a:

Le model est utile pour la totalité de l'échangeur seulement on multiplie les deux extrémités par le nombre des tubes (n).

$$A = nS; \quad Q^c = n q_t^c \quad \text{et} \quad Q^f = n q_t^f$$

La complexité d'évaluation de ce model le long de l'échangeur, nous amène à tenir compte les conditions aux limites.

- Les conditions initiales :

$$\tau = 0, S = 0 \quad \text{et} \quad \Delta T = \Delta T_e = T_c^i - T_f^i (\omega = 1),$$

$$KS = 0$$

Les conditions finales :

$$\tau = \tau_f, \quad nS = A \quad \text{et} \quad \Delta T = \Delta T_s = T_c^f - T_f^f$$

On trouve :

$$KA = \frac{1}{M}(W - 1) \quad (24)$$

Avec : $M = \frac{1}{Q^c c_p^c} + \frac{1}{Q^f c_p^f}$ et $W = \frac{T_c^i - T_f^i}{T_c^f - T_f^f}$

Pour une valeur constante de M , le produit KA varie avec W linéairement. Ainsi une diminution à moitié de M provoque une augmentation de KA en double.

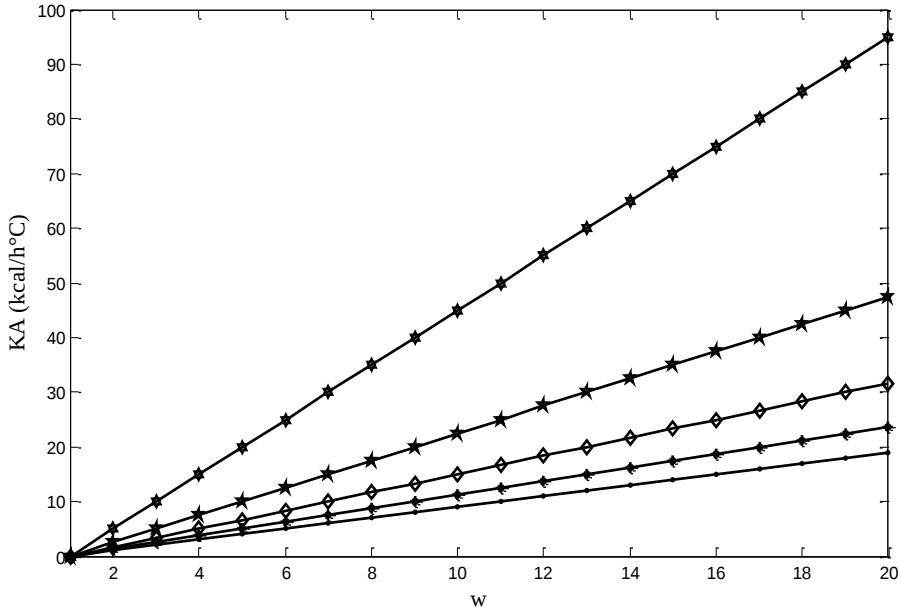


Figure 15 : Variation de KA avec W .

Le produit KA et $\frac{1}{M}$ ont la même dimension ce qui évalue le couplage entre le coefficient de transfert thermique, la surface d'échange et les propriétés thermophysiques. Autrement dit, la grandeur KAM dépende seulement des écarts de température entrée et sortie échangeur.

Par conséquent les erreurs de calcul de l'échangeur de chaleur sont dues à la variation des propriétés thermophysiques le long de l'échange. Alors pour le dimensionnement de l'échangeur le coût n'est pas proportionnel à la surface d'échange seule mais avec le produit KA qui caractérise les propriétés intrinsèques de l'échange.

Les résultats analytiques que nous avons présentés confirment d'abord les cas simplifiés usuels pour un petit écart de la température. Il y a un accord raisonnable entre cette étude et l'approche expérimentale de quelques échangeurs tubulaires à co-courant dans la littérature.

SYNTHESE & DISCUSSIONS

Le principal avantage des échangeurs thermiques tubulaires est sans aucun doute leur robustesse. Ils sont en effet théoriquement utilisables dans toutes les applications industrielles et capable de résisté à des températures et pressions extrêmes, ils acceptent par ailleurs des écarts de température potentiellement importants.

Cependant, une performance élevée de transfert de chaleur est toujours, inévitablement, par des pertes de charge aussi élevée. Par conséquent, un bon compromis entre le transfert de chaleur et la chute de pression sera nécessairement trouvé.

Le but principale de la modélisation est de concevoir un échangeur plus en plus efficace, qui vise à améliorer le transfert thermique le long de l'échange par l'accroissement du coefficient global de transfert et la surface d'échange pour augmenter la performance des échangeurs de chaleur.

Les résultats analytiques que nous avons présentés confirment d'abord les cas simplifiés usuels pour un petit écart de la température. Il y a un accord raisonnable entre cette étude et l'approche expérimentale de quelques échangeurs tubulaires à Co-courant dans la littérature.

Le modèle établi est valable pour les deux cas possible de l'écoulement.

Le seul cas possible dans la littérature est : $m > 0$ et $w > 1$: le fluide chaud se refroidit et le fluide froid s'échauffe quel que soit les propriétés thermo physiques des fluides circulants.

Comme il y a échange, il y a tendance à variation des températures. On fait T_c diminue et T_f augmente à mesure que S augmente et par conséquent k diminue. Le coefficient k intervient dans la formule de même titre que s . On ne peut donc le connaître qu'avec peu de précision ou également se tromper avec plus ou moins des conséquences graves. On fait, l'évolution de paramètre k est une

réplique fidèle de l'évolution de l'état physique des surfaces d'échange et des propriétés thermodynamiques des fluides circulant.

Pour des valeurs de ω constantes le produit ks varie avec m hyperboliquement, donc une légère variation de m provoque une variation importante de ks . Ce couplage hyperbolique complique les phénomènes de transfert dans l'échangeur de chaleur. Une erreur sur une des propriétés thermophysiques amène à des erreurs sur K et par conséquent sur S à cause de leur amortissement hyperbolique par rapport à m ;

Une diminution à la moitié de m provoque une augmentation de ks en double. Cette augmentation significative du ks est attribuée à leur couplage avec les propriétés thermophysiques.

Lorsqu'on varie m de 5% provoque une variation de KS de 20 unités ;

Alors l'obtention des conditions optimales de fonctionnement d'un échangeur ne peut concevoir sans une étude du couplage entre le coefficient de transfert thermique, la surface d'échange, et les propriétés thermophysiques dans un échangeur à tubes et calandre.

Par conséquent les erreurs de calcul de l'échangeur de chaleur sont dues à la variation des propriétés thermophysiques le long de l'échange. Alors pour le dimensionnement de l'échangeur le coût n'est pas proportionnel à la surface d'échange seule mais avec le produit KA qui caractérise les propriétés intrinsèques de l'échange.

CONCLUSION GENERALE & PERSPECTIVES

CONCLUSION GENERALE

Les résultats analytiques que nous avons présentés confirment d'abord les cas simplifiés usuels pour un petit écart de la température. Il y a un accord raisonnable entre cette étude et l'approche expérimentale de quelques échangeurs tubulaires à Co-courant dans la littérature. Le modèle effectué est capable d'analyser l'influence de divers paramètres. Entre autres, l'apparition des variations locales des propriétés thermo physiques n'est pas a priori, sans incidence notable sur les efficacités.

Malgré les incertitudes de calcul de l'échangeur encore nombreux, les résultats des modèles théoriques apportent des informations intéressantes à propos de la conception et du fonctionnement de l'échangeur de chaleur. On se rend compte que le coefficient global de transfert va s'améliorer avec des propriétés thermo physiques le long de la surface d'échange. Il ressort globalement des relations généralisables intégrant des grandeurs classiques couplées avec les propriétés thermo physiques du matériau et des fluides circulant dans le calcul de l'échangeur. Le nouveau modèle a été établi sans introduire le coefficient de correction (F), avec une amélioration des hypothèses de calcul, le fait que les propriétés thermo physiques sont considérées variables le long de la surface d'échange. Il est avéré à la fois simple, précis et efficace pour le calcul de l'échangeur. L'approche industrielle montre une concordance entre le modèle théorique et les données expérimentales. Par conséquent, la différence entre les modèles de la littérature est due principalement à la variation des propriétés thermo physiques le long de l'échange. En outre, la non linéarité des propriétés thermo physiques avec la température des fluides chaud et froid a encore un impact non négligeable sur le calcul de l'échangeur de chaleur.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Laetitia Perez , développement, étude de performances et intégration de sondes thermiques pour la caractérisation de l'encrassement d'échangeurs tubulaires à courants croisés, Thèse doctorat école nationale supérieure d'arts et métier, Bordeaux, 2003.
- [2] A. BONTEMPS, A. GAREIGUE, CH. GOUBIER, J. HUETZ, CH. MARVILLET et R. VIDIL « Description des échangeurs de chaleur », technique de l'ingénieur [B 2 341].
- [3] S. Kakaç and H. Lieu, *Heat exchangers: sélection, rating and thermal desing*, CRC PRESS ed: Departement of Mechanical Engineering University of Miami Coral Gables, Florida, 2002
- [4] Kuppan, T. Heat exchanger design handbook, Marcel Dekker, New York, 2000, 1136p.
- [5]. Tome1-Version Preview-échangeurs thermique: technologies, conception et dimensionnement.
- [6] : P.Wuithier- Le Raffinage et génie chimique, Tome II- 2eme Edition- Edition TECHIP-Paris -France- 1972.
- [7] :[S. Sall; Introduction général échangeur de chaleur; Mémoire de fin d'étude; univ-tlemcen ; 2014; pp. 1-2.]
- [8] J.R. Thome, '*Condensation in Plain Horizontal Tubes: Recent Advances in Modelling of Heat Transfer to Pure Fluids and Mixtures*', Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Vol. 27, N°1, pp. 23 - 30, 2005.
- [9] A. Bontemps, A. Garrigue, C. Goubier, J. Huetz, C. Marvillet, P. Mercier and R.Vidil, '*Echangeurs de Chaleur. Définitions et Architecture Générale*', Techniques de l'Ingénieur, Traité Génie Energétique, B2340, France, 1994.
- [10] F. Finkbeiner, T. Gonard and B. Filiol, '*Echangeurs Thermiques: Enjeux, Marchés, Technologie et Politique d'Innovation*', Editions Européennes Thermique et Industrie (EETI), France, 1993.
- [11] R. M. Manglik and A.E. Bergles, '*Swirl Flow Heat Transfer and Pressure Drop with Twisted-Tape Inserts*', Advances in Heat Transfer, Vol. 36, pp. 183 - 266, 2002.
- [12] R.M. Manglik and A.E. Bergles, '*Enhanced Heat and Mass Transfer in the New Millenium: A Review of the 2001 Literature*', Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol. 11, N°2, pp. 87 - 118, 2004.
- [13] J.R. Thome, '*Heat Transfer Augmentation of Shell-Andtube Heat Exchangers for the Chemical Process Industry*', Proceedings of the 2nd European Thermal-Sciences and 14th UIT National Heat Transfer Conference 1, Edizioni ETS, Pisa, Italy, pp. 15 - 26, 1996.
- [14] J.R. Thome, '*Condensation in Plain Horizontal Tubes: Recent Advances in Modelling of Heat Transfer to Pure Fluids and Mixtures*', Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Vol. 27, N°1, pp. 23 - 30, 2005.
- [15] X. Zeng, M.C. Chyu and Z.H. Ayub, '*Characteristic Study of Sprayed Fluid Flow in a Tube Bundle*', ASHRAE Transactions, 1994, Vol. 100, PART 1, pp. 63 - 72, 1994.
- [16] X. Zeng, G.P. Jin, M.C. Chyu and Z.H. Ayub, '*Boiling of Ammonia/Lubricant Mixture on a Horizontal Tube in a Flooded Evaporator with Inlet Vapor Quality*', Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 30, N°3, pp. 223 - 231, 2006.
- [17] P. Thors and J.E. Bogart, '*In-Tube Evaporation of HCFC-22 with Enhanced Tubes*', Journal Enhanced Heat Transfer, Vol. 1, N°4, pp. 365 - 377, 1994.

- [18] M.K. Jensen and H.P. Bensler, '*Saturated Forced Convective Boiling Heat Transfer with Twisted Tape Inserts*', Journal of Heat Transfer, Vol. 108, N°1, pp.93 – 99, 1986.
- [19] C. Chagny, C. Castelain, H. Peerhossaini, Applied Thermal Engineering 20 (2000) 1615-1648
- [20] P.K. Sarma, T. Subramanyam, P.S. Kishorea, V.D. Rao, S. Kakac, A new method to predict convective heat transfer in a tube with twisted tape inserts for turbulent flow, Int. J. Therm. Sci. 41 (2002) 955–960.
- [21] P.K. Sarma, P.S. Kishorea, V.D. Rao, T. Subrahmanyam, A combined approach to predict friction coefficients and convective heat transfer characteristics in A tube with twisted tape inserts for a wide range of Re and Pr, Int. J. Therm. Sci. 44 (2005) 393–398.
- [22] P. Naphon, Heat transfer and pressure drop in the horizontal double pipes with and without twisted tape insert, International Communications in Heat and Mass Transfer 33 (2006) 166–175
- [23] T. J. Rennie and V.G.S. Raghavan, Experimental studies of a double-pipe helical heat exchanger, Experimental Thermal and Fluid Science 29 (2005) 919–924.
- [24] R.M. Manglik, A.E. Bergles, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted tape inserts in isothermal tubes: Part 1—Laminar flows, J. Heat Trans. T. ASME 115 (1993) 881–889.
- [25] R.M. Manglik, A.E. Bergles, Heat transfer and pressure drop correlations for twisted tape inserts in isothermal tubes: Part II—Transition and turbulent flows, J. Heat Trans. T. ASME 115 (1993) 890–896.
- [26] S. Haraburda, Consider helical-coil heat exchangers, Chemical Engineering 102 (1995) (7), pp. 149 - 151.
- [27] H.C. Unal, Internat. J. Heat Mass Transfer, 28 (1985) 2279-2284.
- [28] K. Laor and H. Kalman, Internat. J. Heat Mass Transfer, 39 (1996) 1993-2004.
- [29] M. El Ouardi et al, The international conference on Modeling and Simulation: General applications and models in engineering Science: MARRACKECH- MOROCCO (2005).
- [30] H.C. Unal, '*Determination of the Temperature Distribution in an Extended Surface With a non uniform Heat Transfer coefficient*', International Journal of Heat and Masse Transfer, Vol. 28, N°12, pp. 2279 – 2284, 1985.
- [31] K. Laor and H. Kalman, '*Performance and Optimum Dimensions of Different Cooling Fins with a Temperature Dependent Heat Transfer Coefficient*', International Journal of Heat and Masse transfer, Vol. 39, N°9, pp. 1993 – 2004, 1996.
- [32] Hu X., Jacobi A.M., Local heat transfer behaviour and its impact on single-row annularly finned tube heat exchanger, J. Heat Transfer vol. 115 n°1(1993) pp. 66-74.
- [33] Shah R.K., Advances in compact heat exchanger technology and design theory, in: Proceedings of the Seventh International Heat Transfer Conference, Munich, Germany, Vol. 1(1982) pp. 123–142.