

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR- ANNABA



جامعة باجي مختار - عنابة

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE MASTER

DOMAINE : Sciences et Technologies

FILIERE : Génie Mécanique

OPTION : Énergétique

Thème

ETUDE ET SIMULATION SOUS MATLAB D'UN ECHANGEUR
THERMIQUE A FAISCEAU TUBULAIRE ET CALANDRE

Présenté par :

ABDELLI Aymen

Dirigé par :

Pr MZAD H.

Jury de soutenance :

- | | | | |
|-------------------|-----------|-----|------|
| - M. MZAD H. | Président | Pr | UBMA |
| - M. MECHIGHEL F. | Membre | MCA | UBMA |
| - M. HAOUAM A. | Membre | MAA | UBMA |

Promotion : 2018-2019

REMERCIEMENTS

**Avec l'aide de Dieu tout puissant, j'ai pu accomplir
ce modeste travail**

Je tiens à exprimer mes plus vifs remerciements et ma gratitude particulièrement à Monsieur MZAD.H, c'est bien lui qui a dirigé ce mémoire avec une disponibilité de tous les instants, il a guidé mes travaux avec patience et sérieux tout le long de la préparation de ce mémoire.

J'exprime aussi ma reconnaissance à mon ami
Sadallah Housseem.

DÉDICACE

A MA CHERE MERE

Aucune dédicace ne serait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être.

Je vous remercie pour tout le soutien et l'amour que vous me portez depuis mon enfance et j'espère que votre bénédiction m'accompagne toujours.

Que ce modeste travail soit l'exaucement de vous voeux, Puisse Dieu, le Très Haut, vous accorder santé, bonheur et longue vie.

A LA MEMOIRE DE MON PERE

Ce travail est dédié à mon père, décédé trop tôt, qui ma toujours poussé et motivé dans mes études.

J'espère qu'il apprécie cet humble geste comme preuve de reconnaissance de la part d'un fils qui a toujours prie pour le salut de son âme, que dieu garde cette âme dans son vaste paradis.

A MES FRERES

Mes frères qui ont crus on moi tout au long de mon parcours scolaire.

A TOUS MES PROCHES ET MES AMIS

Sommaire

Introduction générale :	1
Chapitre I	
I.1 Introduction :.....	3
I.2 Critères de classification des échangeurs de chaleur :	3
I.2.1 Classification selon la technologie :	3
I.2.2 Classification selon le mode de transfert de chaleur :.....	3
I.2.3 Classification suivant le procédé de transfert de chaleur :.....	3
I.2.4 Classification fonctionnelle :	4
I.2.5 Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :	4
I.3 Principaux types d'échangeur de chaleur :.....	4
I.3.1 les échangeurs tubulaires :	5
I.3.1.1 Echangeurs double-tubes :	5
I.3.1.2 Echangeurs à faisceau tubulaires :	6
I.3.2 Les échangeurs à tube et calandre :.....	8
I.3.2.1 Description :.....	10
I.3.2.2 Les chicanes :	11
I.3.2.3 Les passes :.....	12
I.3.2.4 Les boîtes de distribution :	12
I.3.3 les échangeurs à ailettes :.....	13
I.3.3.1 Construction et fonction :	14
I.3.3.2 Matériaux :.....	14
I.3.4 les échangeurs à plaques :.....	14
I.4 Problèmes de fonctionnement :	15
I.4.1 Encrassement :.....	15
I.4.2 Classification : différents types d'encrassement :	16
I.4.2.1 Encrassement particulaire :	16
I.4.2.2 Corrosion :	16
I.4.2.3 Entartrage :.....	16
I.4.2.4 Encrassement biologique :.....	17
I.4.2.5 Encrassement par réaction chimique :.....	17
I.4.2.6 Encrassement par solidification :.....	17

I.4.2.7	Modes combinés :	18
I.4.3	Apparition et développement de l'encrassement :	18
I.4.4	Dimensionnement des échangeurs avec prise en compte de l'encrassement :	19

Chapitre II

II.1	Les transferts de chaleur :	22
II.2	Définitions :	22
II.2.1	Flux de chaleur :	23
II.2.2	Densité de flux de chaleur :	23
II.2.3	Formulation d'un problème de transfert de chaleur :	23
II.3	Les trois modes de transfert de chaleur :	24
II.3.1	Transfert de chaleur par conduction dans les solides ou les fluides au repos :	25
II.3.1.1	Définition :	25
II.3.1.2	Flux de chaleur échangé par conduction – loi de Fourier :	25
II.3.1.3	La conductivité thermique :	25
II.3.2	Transfert de chaleur par convection :	26
II.3.2.1	Définition :	26
II.3.2.2	Flux de chaleur échangé par convection – loi de Newton :	26
II.3.3	Transfert de chaleur par rayonnement :	27
II.3.3.1	Définition :	27
II.3.3.2	Flux de chaleur échangé par rayonnement – loi de Stefan :	27
II.3.4	Combinaison des différents modes de transferts :	27
II.4	Nombres adimensionnels caractérisant le transfert de chaleur :	28
II.4.1	Nombre de Reynolds Re :	28
II.4.2	Nombre de Prandtl (Pr) :	29
II.4.3	Nombre de Nusselt :	29
II.4.4	Rugosité relative (Λ) :	30
II.4.5	Le nombre de Biot (Bi) :	30
II.4.6	Le nombre de Grashof (Gr) :	30
II.4.7	Le nombre de Rayleigh (Ra) :	31
II.4.8	Le nombre de Schmidt (Sc) :	31
II.4.9	Le nombre de Sherwood (Sh) :	31
II.5	Méthodes de calcul analytique ou numérique :	31
II.5.1	Méthodes de calcul analytique :	32
II.5.1.1	Principes de calcul :	32
II.5.1.2	Détermination du coefficient d'échange global :	32

II.5.1.3	Méthode du ΔT_{ML} :	34
II.5.1.4	La méthode NUT (Efficacité d'un échangeur) :	38
II.5.1.4.2	NUT :	39
II.5.2	Méthodes de calcul numérique :	40
II.5.2.1	Méthode des volumes finis :	42
II.5.2.2	Méthode du diagramme température-enthalpie :	45

Chapitre III

III.1	Algorithme :	50
III.1.1	Insertion des données :	50
III.1.2	Création des matrices nulles :	51
III.1.3	Calcul des valeurs des matrices :	52
III.2	Application :	54
III.2.1	Insertion des données :	54
III.2.1.1	Propriétés de l'échangeur :	54
III.2.1.2	Propriétés des fluides :	55
III.2.1.3	Calcul de coefficient d'échange global (K) :	55
III.2.1.4	Les valeurs du programme :	56
III.2.2	Execution:	57
III.2.2.1	Résultats:	57
III.2.2.2	Les graphs:	58
III.3	Conclusion :	59
	Conclusions générales :	61

Nomenclature

I Notations latines :

T	Température	[K]
t	Temps	[s]
x,y,z	Position dans un repère orthonormé	[m]
Q	Quantité de chaleur	[J]
ϕ	Flux de chaleur	[W]
φ	Densité de flux de chaleur	[W.m ⁻²]
C _p	Chaleur massique	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
V	Un volume de contrôle	[m ³]
A ₁	Surface d'échange	[m ²]
L	Dimension caractéristique	[m]
D	Diamètre	[m]
u	Vitesse caractéristique	[m.s ⁻¹]
h	Coefficient d'échange convectif	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
Re	Le nombre de Reynolds	
Pr	Nombre de Prandtl	
Nu	Nombre de Nusselt	
Bi	Nombre de Biot	
Gr	Nombre de Grashof	
Ra	Nombre de Rayleigh	
Sc	Nombre de Schmidt	
Sh	Nombre de Sherwood	

K	Le coefficient d'échange thermique global	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
R	Résistance thermique	[K.m ² .W ⁻¹]
ΔT_{LM}	Diférence de température moyenne logarithmique	[K]
F	Facteur de correction de température	
NUT	Nombre d'unités de transfert thermique	

II Notations grecques :

ε	Efficacité	
$\tilde{\Lambda}$	Rugosité relative	
Λ	Rugosité absolue	[m]
α	La diffusivité	[m ² .s ⁻¹]
ε'	Emissivité du corps	
σ	Constante de Stefan	[W.m ⁻² .K ⁻⁴]
λ	Conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
μ	Viscosité dynamique	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
Σ	Une surface de contrôle	[m ²]

III Indice :

e	Entrée
s	Sortie
min	Minimum
max	Maximum
c	Chaud

f	Froid
p	Paroi
ext	extérieur
h	Hydraulique
m	Massique

Liste des figures

Chapitre I:

Figure 1. Les échangeurs tubulaires	5
Figure 2. Principe d'un échangeur à co-courant	5
Figure 3. Principe d'un échangeur à contre-courant	6
Figure 4. Schémas des échangeurs bitubes	6
Figure 5. Echangeur à faisceau tubulaire	7
Figure 6. Faisceau tubulaire avec plaque tubulaire fixe.....	8
Figure 7. Faisceau tubulaire avec plaque tubulaire flottante.....	8
Figure 8. Faisceau tubulaire avec tubes en U	8
Figure 9. Echangeur à tubes et calandre.....	8
Figure 10. Les normes de TEMA	9
Figure 11. La circulation du fluide dans les échangeurs à tubes et calandre	10
Figure 12. La structure d échangeur à tube et calandre.....	10
Figure 13. Echangeur à tubes et calandre (tubes à la forme d'un U)	11
Figure 14. L'installation des chicanes dans l'échangeur.....	11
Figure 15. Les passes du fluide dans l'échangeur	12
Figure 16. Les boites de distribution	12
Figure 17. Schema d'un echangeur a ailette	13
Figure 18. Echangeurs a plaques	15
Figure 19. Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide	18
Figure 20. Dimensionnement d'un échangeur (prise en compte de l'encrassement) ..	19

Chapitre II:

Figure 21. Transfert thermique d'un système.....	22
Figure 22. Flux de chaleur échangé par un système avec l'extérieur à travers une surface S	23
Figure 23. Présentation des déferents flux mis en jeu dans un volume de controle	24
Figure 24. Transfert de chaleur par les trois modes de transfèrerts	24
Figure 25. Transfert de chaleur par conduction dans un solide	25
Figure 26. Transfert de chaleur par convection	26

Figure 27. Corps de petite dimension placé dans une enceinte fermée.....	27
Figure 28. Représentation schématique du quadripôle	32
Figure 29. Températures de part et d'autre d'une paroi d'échange	32
Figure 30. Échangeur de chaleur avec écoulements cocourant.....	35
Figure 31. Échangeur de chaleur avec écoulements contre-courant	36
Figure 32. Facteur correctif F pour quelques types d'échangeur à courants croisés.....	37
Figure 33. schéma de calcul (suivant NUT).....	38
Figure 34. L'efficacité d'un échangeur à co-courant.....	40
Figure 35. L'efficacité d'un échangeur à contre-courant	40
Figure 36. Bilan sur un volume de contrôle	42
Figure 37. Découpage du diagramme température/enthalpie en zones pour un échangeur contre-courant à une passe	46

Chapitre III:

Figure 38. T_f, T_c en fct de L (écoulement co-courant)	58
Figure 39. T_c, T_f en fct de L (contre-courant)	58
Figure 40. L'efficacité en fct de L	59

Liste des Tableaux

Chapitre I:

Tableau 1.....	20
----------------	----

Chapitre III :

Tableau 2.....	57
Tableau 3.....	57

Introduction générale

L'échangeur d'énergie thermique est l'un des instruments clé du thermicien ou de l'énergéticien, que son but soit la fabrication d'un produit dont l'élaboration passe par un ensemble de cycles où varient température et pression ou qu'il s'agisse de production d'énergie mécanique (ou électrique) à partir de l'énergie thermique. Essentiellement, un fluide chaud circule depuis une entrée de l'échangeur jusqu'à sa sortie en transférant une partie de son enthalpie à un fluide froid qui lui aussi circule entre une entrée et une sortie distincte de celles du fluide chaud.

L'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie, une grande part (90 %) de l'énergie thermique 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. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Dans ce mémoire, structuré en 3 chapitres, on va présenter et détailler les étapes nécessaires pour effectuer un dimensionnement thermique d'échangeurs de chaleur. Les principales méthodes qu'elles soient manuelles ou informatisées sont exposées et illustrées par des exemples.

Introduction générale

L'échangeur d'énergie thermique est l'un des instruments clé du thermicien ou de l'énergéticien, que son but soit la fabrication d'un produit dont l'élaboration passe par un ensemble de cycles où varient température et pression ou qu'il s'agisse de production d'énergie mécanique (ou électrique) à partir de l'énergie thermique. Essentiellement, un fluide chaud circule depuis une entrée de l'échangeur jusqu'à sa sortie en transférant une partie de son enthalpie à un fluide froid qui lui aussi circule entre une entrée et une sortie distincte de celle du fluide chaud.

L'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie, une grande part (90 %) de l'énergie thermique 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. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.). Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Dans ce mémoire, structuré en 3 chapitres, on va présenter et détailler les étapes nécessaires pour effectuer un dimensionnement thermique d'échangeurs de chaleur. Les principales méthodes qu'elles soient manuelles ou informatisées sont exposées et illustrées par des exemples.

Chapitre I :
Généralités sur
les échangeurs de chaleur

I.1 Introduction :

Les échangeurs de chaleur sont des appareils permettant de transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange. Au sein de la paroi séparatrice, le mécanisme de transmission de la chaleur est la conduction, et, sur chacune des deux surfaces de contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui prédominent. Dans de nombreux cas, les fluides restent monophasiques, qu'ils soient gazeux ou liquides.

I.2 Critères de classification des échangeurs de chaleur :

Il existe plusieurs critères de classification des échangeurs de chaleur dont les plus importants sont cités ci-dessous :

I.2.1 Classification selon la technologie :

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

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

I.2.2 Classification selon 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.

I.2.3 Classification 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 général continu.
- ✚ Transfert avec stockage, donc en régénérateur, avec un seul passage et un écoulement intermittent, la matrice de stockage étant statique ou dynamique.

I.2.4 Classification fonctionnelle :

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 :

- ✚ Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- ✚ Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs.
- ✚ Les deux fluides ont un écoulement avec changement de phase, cas des évaporocondenseurs.

I.2.5 Classification suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :

On retiendra deux types de parois :

- ✚ 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 [1].

I.3 Principaux types d'échangeur de chaleur :

On peut classer les échangeurs de chaleur en trois grandes familles qui sont énumérer ci-dessous :

- ✚ Les échangeurs par mélange ou à contact direct Fluide intimement mélange :
 - Les désurchauffeurs de vapeur
 - Les dégazeurs
 - Les tours de refroidissement à convection naturelle ou forcée
 - Les ballons de détente de purges
- ✚ Les régénérateurs ou les échangeurs discontinus :
 - La surface d'échange est alternativement mise en contact
 - Avec le fluide froid et le fluide chaud
 - Réchauffeurs d'air rotatifs
- ✚ Les échangeurs continus

Les deux fluides circulent de manière continue de part et d'autre de la surface d'échange :

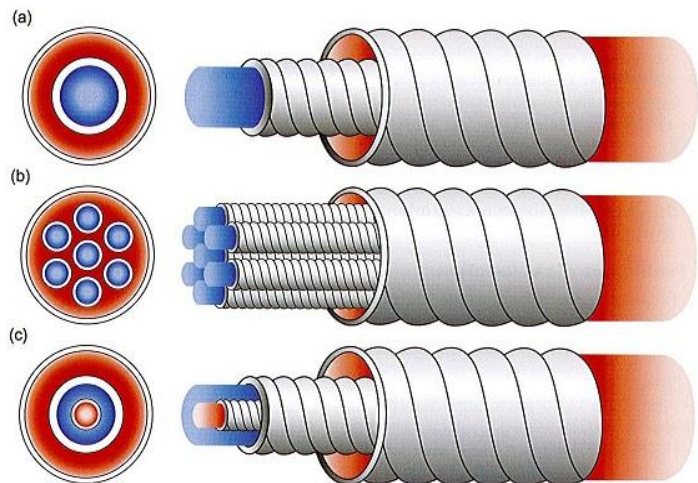
- Echangeurs tubulaires
- Echangeurs a plaques

- Echangeurs à ailettes[2].

Bien qu'il existe une très importante variété de modèles d'échangeurs, les quatre principales catégories utilisées dans les systèmes énergétiques sont les suivantes :

I.3.1 Les échangeurs tubulaires :

Dans le secteur industriel, les échangeurs tubulaires représentent plus de 60 % des installations thermiques [3], un échangeur tubulaire simple est constitué de deux tubes cylindriques coaxiaux. Un fluide (généralement le chaud) circule dans le tube intérieur, l'autre dans l'espace compris entre les deux tubes. Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid s'effectue à travers la paroi qui constitue le tube intérieur.



Circulation des fluides dans les échangeurs tubulaires monotube (a), multitube (b) et annulaire (c)

Figure 1.L'échangeur tubulaire

Ils sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange. Ils comportent soit un tube unique (serpentin), soit deux tubes coaxiaux (échangeurs bitubes), soit un faisceau de tubes enferme dans une enveloppe appelée calandre [2].

I.3.1.1 Echangeurs double-tubes :

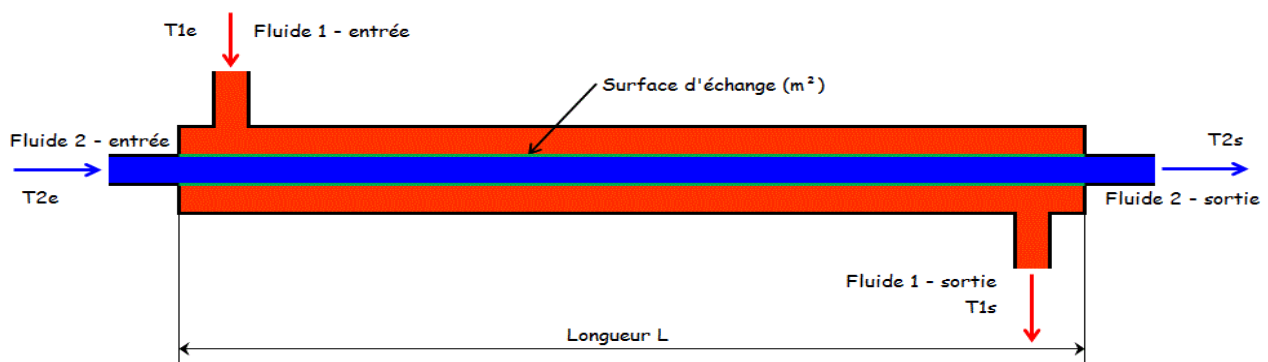


Figure 2.Principe d'un échangeur à co-courant

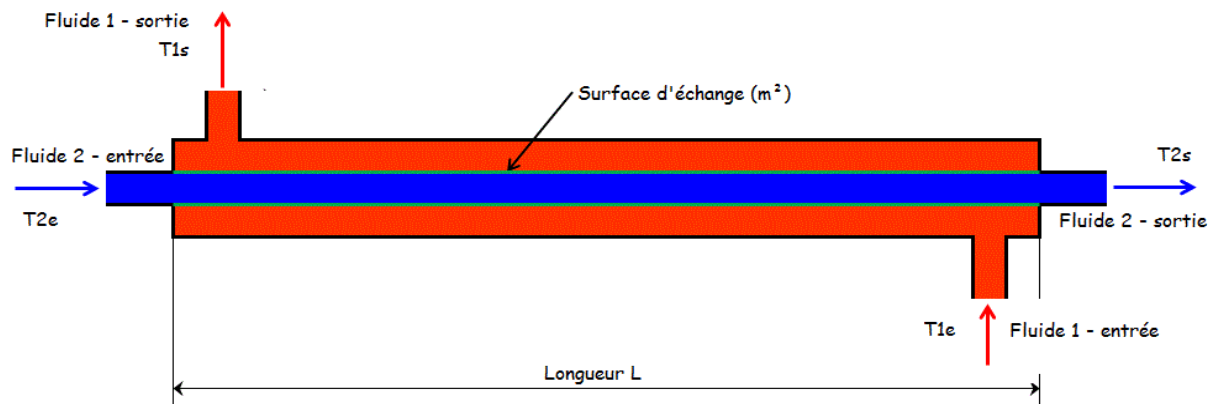


Figure 3. Principe d'un échangeur à contrecourant

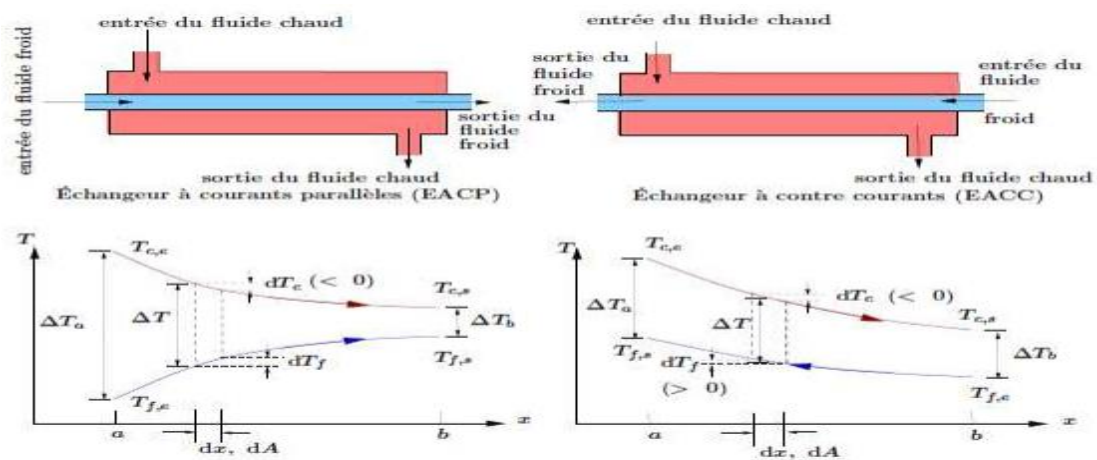


Figure 4. Schémas des échangeurs bitubes

I.3.1.2 Échangeurs à faisceau tubulaires :

En ce qui concerne les échangeurs à faisceau de tubes et calandre, on peut citer parmi les dispositions les plus courantes le faisceau rectiligne et le faisceau en U, ce dernier mieux adapté aux forts gradients de température puisqu'il permet une libre dilatation des tubes. L'implantation de chicane transversales permet d'allonger le trajet du fluide en calandre et d'augmenter le flux échangé. Il n'y a pas de règles générales pour fixer la disposition relative des circuits chaud et froid. On fera plutôt circuler le fluide chaud dans les tubes si on veut limiter les déperditions thermiques, de même la circulation en tubes sera recommandée s'il s'agit d'un fluide agressif. Les matériaux employés pour la réalisation des tubes sont le plus souvent métalliques (acier, laiton). Les céramiques se développent dans la circulation des fluides à haute température. Les tubes en plastique

(généralement de très petit diamètre) sont également utilisés, soit en faisceaux, soit intégrés dans des plaques minces qui leur servent de raidisseurs [2].

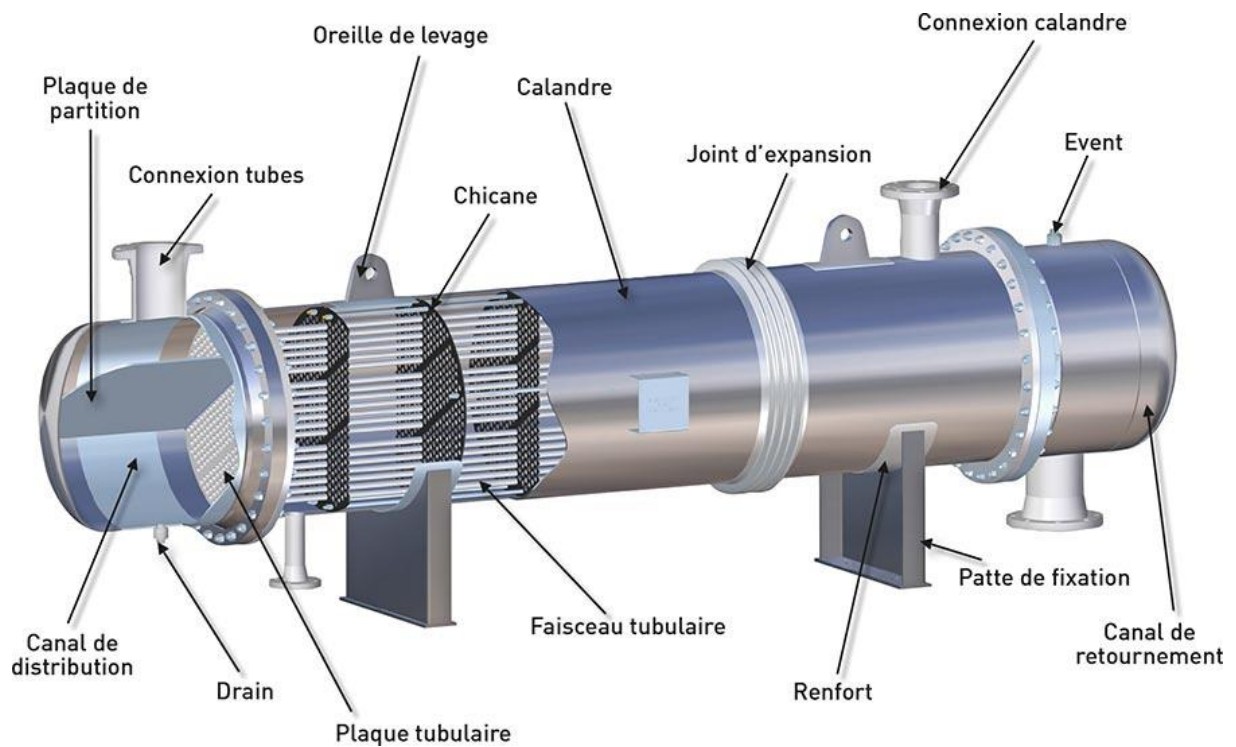


Figure 5.Échangeur à faisceau tubulaire

Un schéma typique d'un échangeur à faisceau tubulaire, aussi appelé échangeur multitubulaire ou échangeur tubes et calandre, est présenté ci-dessous. L'appareil est constitué d'un faisceau de tubes, disposés à l'intérieur d'une enveloppe dénommée calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre, autour des tubes. Le nombre de chicanes ainsi que leurs formes sont optimisés afin d'améliorer le transfert de chaleur. À chaque extrémité du faisceau sont fixées des boîtes de distribution qui assurent la circulation du fluide à l'intérieur des tubes. Leur configuration peut être à une seule ou à plusieurs passes. La calandre est elle aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie (connexions) pour le fluide qui circule à l'extérieur des tubes suivant le chemin imposé par les chicanes. Le choix du diamètre des tubes est aussi optimisé en fonction de la nature du fluide qui y circule [4].

Les différentes conceptions d'échangeurs à faisceau tubulaire, aussi appelés échangeurs multitubulaires ou échangeurs tubes et calandre, peuvent se regrouper sous 3 grandes familles :

✚ A plaque tubulaire fixe :

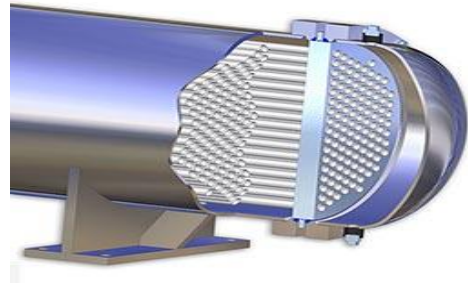


Figure 6. Faisceau tubulaire avec plaque tubulaire fixe

✚ A plaque tubulaire flottante :

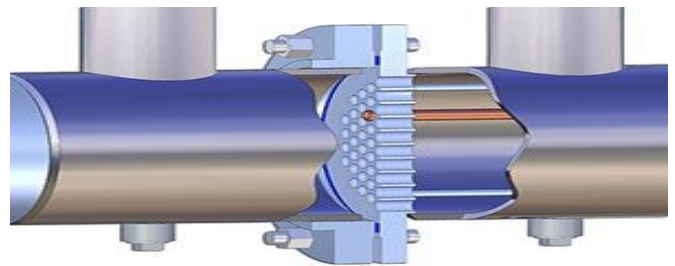


Figure 7. Faisceau tubulaire avec plaque tubulaire flottante

✚ Avec en tube en U :



Figure 8. Faisceau tubulaire avec tubes en U

I.3.2 Les échangeurs à tube et calandre :



Figure 9. Echangeur à tubes et calandre

Les échangeurs à tubes et calandre sont parmi les plus utilisés dans les industries de procédé et particulièrement dans la chimie et le raffinage.

La plupart des échangeurs tubulaires de ce type sont conçus en respectant les normes "Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association" (TEMA). TEMA est une association professionnelle de constructeurs d'échangeurs de ce type, qui se sont réunis pour définir des normes de conception et de construction.

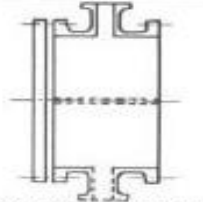
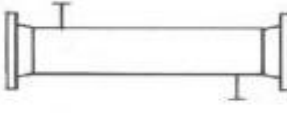
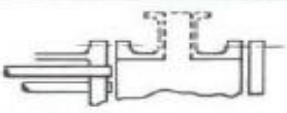
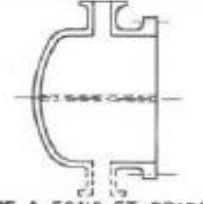
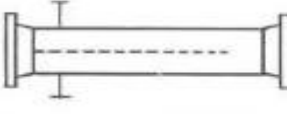
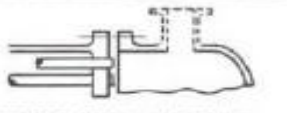
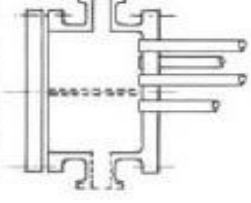
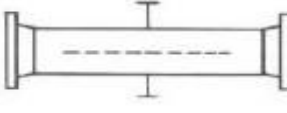
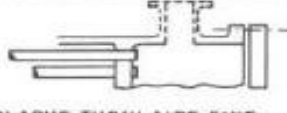
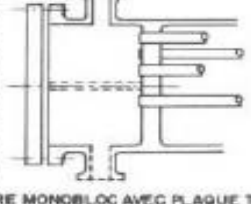
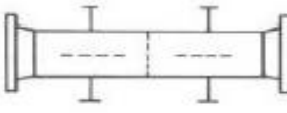


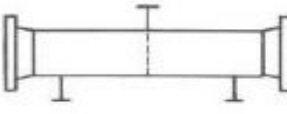

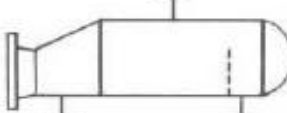



	TYPE DE CHAMBRE DE DISTRIBUTION		TYPE DE CALANDRE		TYPE DE TETE FLOTTANTE ET DE FOND DE CALANDRE
A	 CHAMBRE AVEC COUVERCLE DEMONTABLE	E	 UNE PASSE CALANDRE	L	 PLAQUE TUBULAIRE FIXE IDENTIQUE AU TYPE "A" CHAMBRE
B	 CHAMBRE A FOND ET BRIDE MONOBLOC	F	 DEUX PASSES CALANDRE AVEC CHIGANE LONGITUDINALE	M	 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"

Figure 10. Les normes de TEMA

I.3.2.1 Description :

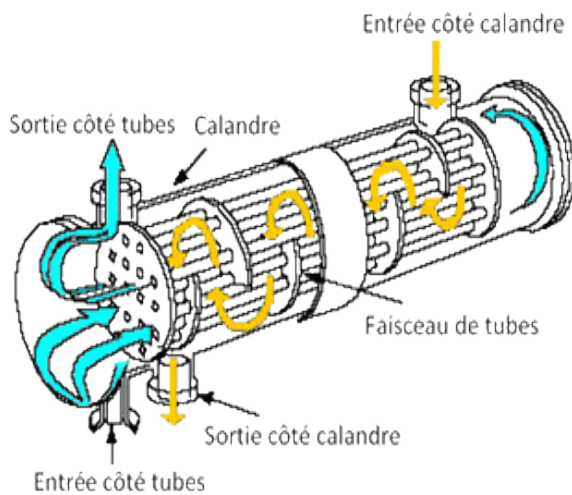


Figure 11. La circulation du fluide dans les échangeurs à tubes et calandre

pression des fluides et doivent donc être construits pour y résister.

Les tubes sont pris à leurs extrémités dans les plaques perforées appelées plaques tubulaires, destinées à maintenir les tubes assemblés et à séparer les fluides côté tubes et côté calandre. L'assemblage des tubes sur les plaques tubulaires doit être soigné pour être parfaitement étanche et éviter le passage d'un fluide vers l'autre. Celui-ci est généralement assuré par un dudgeonnage ou un soudage ou bien les deux. Les tubes étant généralement souvent de grande longueur (jusqu'à 6 mètres) et de faible diamètre pour optimiser le rapport surface/volume, ils doivent être supportés entre les plaques tubulaires pour éviter leur fléchissement. Ces supports ont la forme de plaques perforées, transversales aux tubes. Les tubes passent à travers des trous. Ces plaques sont maintenues en place au moyen de tirants et d'entretoises.

Les tubes doivent pouvoir accepter les variations de températures imposées par leur service et pouvoir se dilater sans contrainte mécanique excessive. Pour cela il est fréquent de permettre le libre déplacement de l'une des plaques tubulaires. Elle est alors

Dans les échangeurs à tubes et calandre, l'un des fluides appelé fluide côté tubes circule à l'intérieur d'un ensemble de tubes parallèles appelé faisceau tubulaire. Ces tubes sont enfermés dans une enveloppe appelée calandre. L'autre fluide appelé fluide côté calandre circule à l'intérieur de la calandre mais à l'extérieur des tubes. Les tubes et la calandre sont donc soumis à la

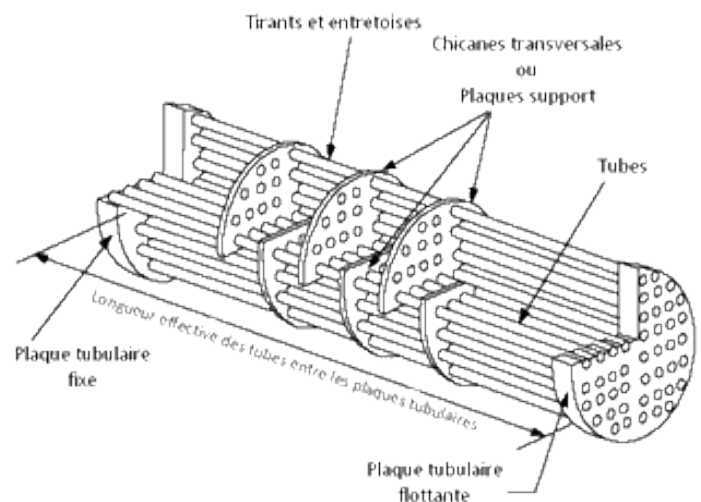


Figure 12. La structure d'échangeur à tube et calandre

dite flottante par opposition avec la plaque tubulaire fixe qui maintient le faisceau solide de la calandre.

Un autre moyen pour autoriser des dilatations importantes des tubes est de donner aux tubes la forme d'un U. Les deux extrémités des tubes seront alors solidaires de la même et unique plaque tubulaire.

Un dernier moyen est d'équiper la calandre d'un soufflet lui permettant de s'allonger sans trop de résistance sous l'effort des tubes qui se dilatent.

I.3.2.2 Les chicanes :

Des chicanes sont installées côté calandre pour orienter le cheminement du fluide, et forcer son contact avec la totalité de la surface des tubes. Ces chicanes peuvent être orientées perpendiculairement ou parallèlement à l'axe de l'échangeur. Leur fenêtre de passage peut prendre la forme de secteur de cercle simple ou double, ou encore de disques. La coupure de la chicane peut être disposée horizontalement ou verticalement.

Les chicanes contribuent au supportage des tubes, la forme des fenêtres des chicanes fait que certains tubes seront plus supportés que d'autres. Les tubes les moins supportés seront plus sujets aux vibrations que les tubes mieux supportés. Dans certains cas où ce

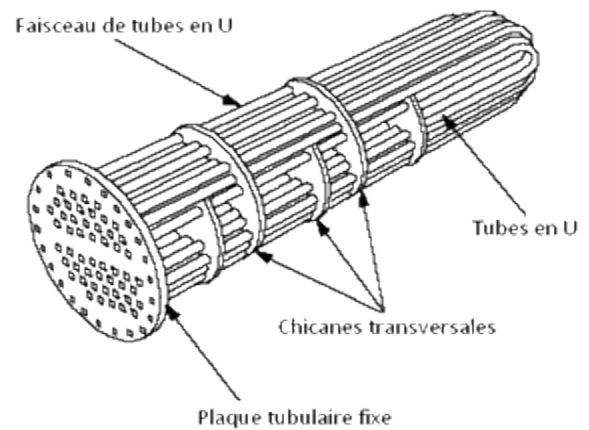


Figure 13. Echangeur à tubes et calandre en U

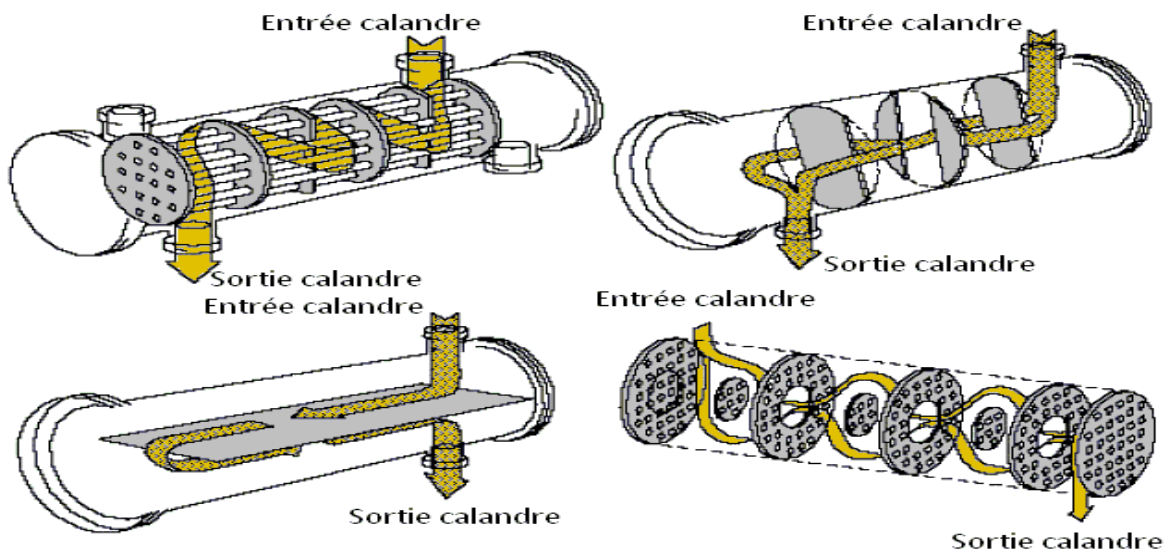


Figure 14. Installation des chicanes dans l'échangeur

phénomène peut être critique, on peut choisir de ne pas mettre de tube dans les ouvertures de chicanes. L'échangeur sera alors plus volumineux puisqu'une partie de la calandre sera vide.

I.3.2.3 Les passes :

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

Le transfert thermique est amélioré quand la vitesse et l'agitation du fluide augmentent. Il arrive fréquemment qu'avec une disposition à une seule passe la vitesse des fluides soit trop faible. Pour augmenter cette vitesse tout en conservant le même nombre de tubes (même surface d'échange), on a recours à la multiplication du nombre de passes :

côté tubes, on fait parcourir au fluide un cheminement le long de l'échangeur dans un sens dans certains tubes, dans l'autre sens dans d'autres tubes, ... On construit ainsi des échangeurs ayant 2, 4, 6, 8 passes côté tubes. On obtient cela en installant des boîtes de distribution proprement compartimentées, aux extrémités des faisceaux tubulaires.

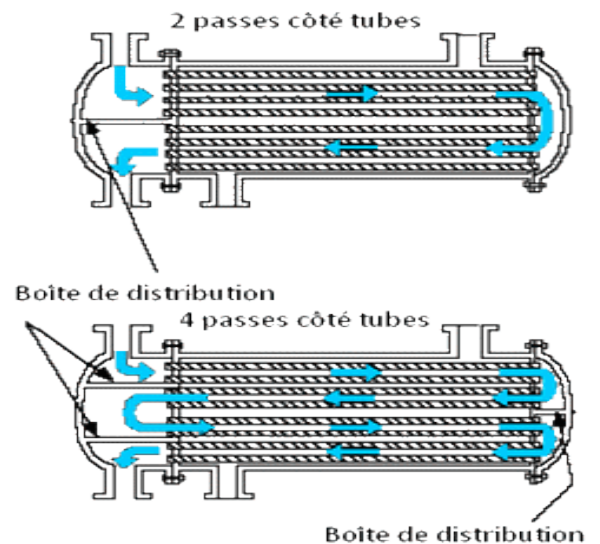


Figure 15. Les passes du fluide dans l'échangeur

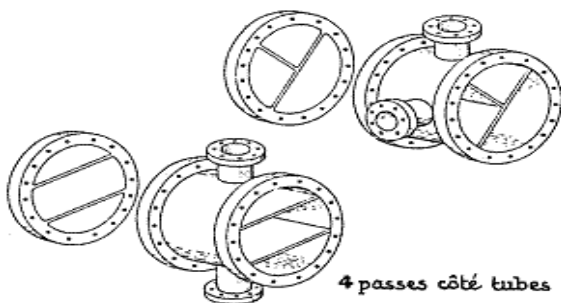


Figure 16. Les boîtes de distribution

I.3.2.4 Les boîtes de distribution :

Les boîtes de distribution du fluide côté tubes sont munies de parois étanches pour orienter le fluide vers les tubes appropriés. Les boîtes de tête et de fond ne sont pas identiques. La règle la plus importante est de consacrer un nombre quasiment identique de tubes pour chaque passe [5].

Le tableau ci-dessous représente quelques configurations possibles :

Nombre de passes côté tubes	Partition des boîtes de distribution de tête et de fond		
2 passes			
3 passes			
4 passes			
4 passes			
6 Passes			

I.3.3 Les échangeurs à ailettes :

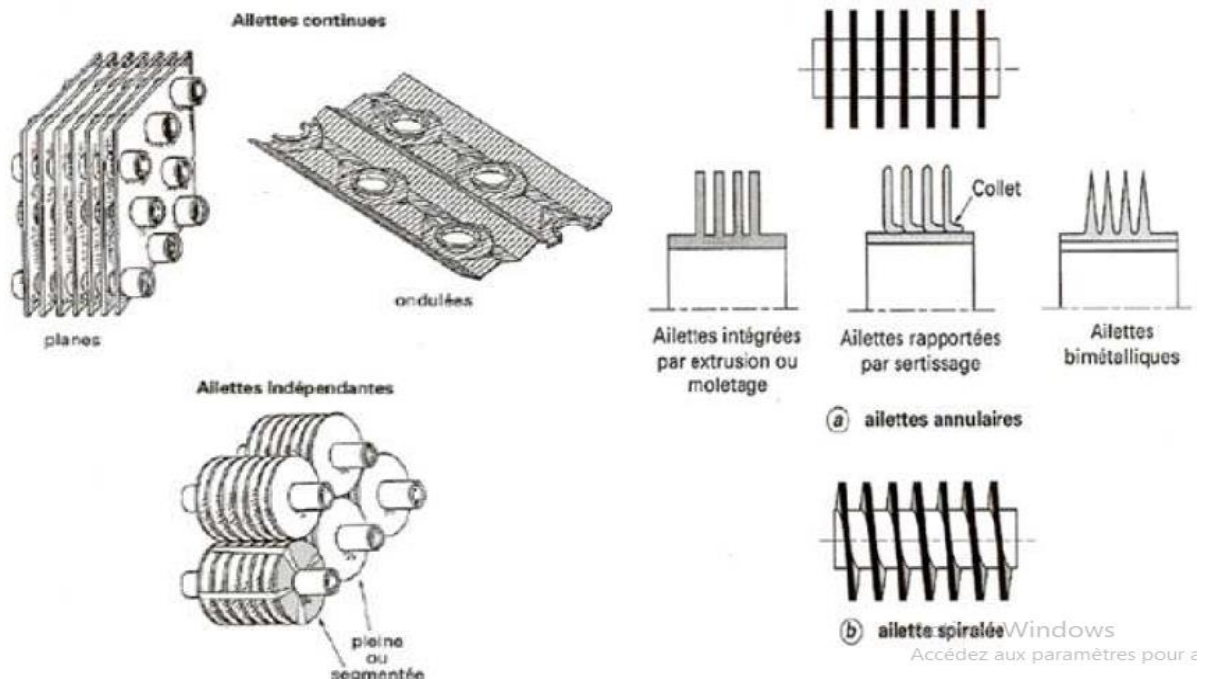


Figure 17. Schéma d'un échangeur à ailette

Les échangeurs de chaleur à ailettes sont surtout utilisés pour refroidir et échauffer des liquides au moyen de gaz ou inversement. L'eau, la saumure, la vapeur saturée, l'huile hydraulique, l'huile lubrifiante, l'huile thermique, les agents réfrigérants qui condensent ou s'évaporent etc. conviennent comme agents réfrigérants ou chauffants.

La construction en ailettes permet de ranger une grande surface extérieure active dans un volume minime.

I.3.3.1 Construction et fonction :

Les échangeurs de chaleur à ailettes se composent de tubes carottiers avec des ailettes Embouties ou fixées par pression, d'une carcasse et de plusieurs collecteurs ou boîtes déflectrices. La conduite des matériaux peut être adaptée individuellement en fonction des caractéristiques de fonctionnement exigées. Des variations de construction spéciales permettent de compenser également sans difficultés des dilatations thermiques importantes des tubes. Pour les applications avec des exigences très strictes vis-à-vis de la corrosion et de hautes pressions de service (jusqu'à 800 bars), on dispose de combinaisons de matériel spéciales tube/ailettes.

I.3.3.2 Matériaux :

Les combinaisons possibles de matériel sont les suivantes (matériaux spéciaux sur demande) :

Tubes : cuivre, cupronickel, acier, acier inoxydable

Ailettes : aluminium, cuivre, acier inoxydable

Carcasse : aluminium, acier, acier galvanisé, acier inoxydable [6].

I.3.4 Les échangeurs à plaques :

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, ce qui est particulièrement utile lors des utilisations nécessitant des puissances importantes [2].

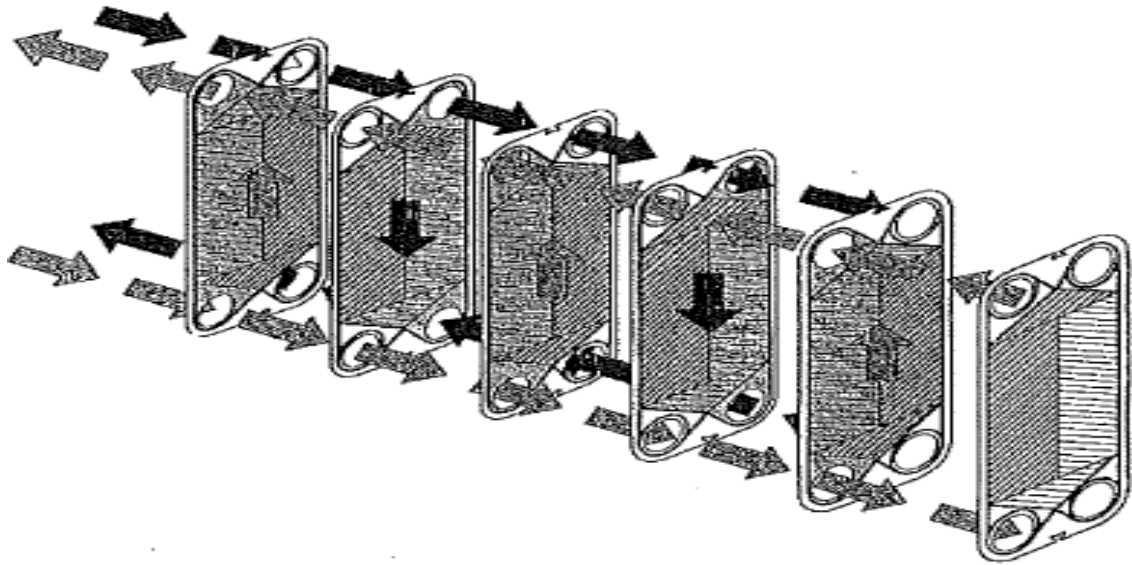


Figure 18. Echangeurs à plaques

I.4 Problèmes de fonctionnement :

I.4.1 Encrassement :

La forme la plus générale, peut être définie comme le dépôt de matériaux ou de substances indésirables sur une paroi, affecte une grande variété d'opérations industrielles. Dans le cas des échangeurs, la présence d'un fort gradient thermique près de cette paroi rend beaucoup plus complexes les mécanismes d'encrassement par rapport au cas isotherme rencontré, par exemple, lors de l'utilisation de membranes ou de filtres.

Cet encrassement, souvent inévitable dans les installations industrielles, produit deux types d'effets, on observe généralement :

- ✚ Une augmentation des pertes de charge par frottement sur les parois puis une réduction de la section de passage du fluide dans l'appareil, pouvant aller jusqu'au bouchage partiel ou total de l'échangeur. Dans ce cas, on utilise le terme « colmatage ».
- ✚ Une dégradation des échanges de chaleur car l'encrassement crée une résistance thermique additionnelle entre les fluides chaud et froid. L'encrassement se répercute sur la rentabilité des installations par des coûts principalement liés aux pertes de production, à la surconsommation

d'énergie et aux frais de nettoyage et de maintenance, et dans une moindre mesure aux surdimensionnements et aux ajouts d'équipements de nettoyage.

I.4.2 Classification : différents types d'encrassement :

Il est possible de classer l'encrassement selon le mécanisme qui contrôle la vitesse de dépôt, selon les conditions d'utilisation de l'échangeur ou selon le mécanisme dominant.

Six types différents d'encrassement peuvent alors être définis :

- encrassement particulaire
- entartrage
- encrassement par réaction chimique
- corrosion
- encrassement biologique
- encrassement par solidification.

I.4.2.1 Encrassement particulaire :

Il s'agit du dépôt puis de l'accumulation sur les surfaces d'échange de particules solides transportées par l'écoulement des fluides industriels :

- ✚ L'eau des chaudières contenant des produits de corrosion, celle des tours de refroidissement, des particules transportées par l'air et des produits de corrosion (oxydes et hydroxydes de fer).
- ✚ Les écoulements gazeux pouvant être fortement chargés de particules de poussières.
- ✚ Les fumées industrielles ou de moteurs thermiques comprenant des résidus solides de combustion.

I.4.2.2 Corrosion :

L'encrassement par corrosion est le résultat d'une réaction chimique ou électrochimique entre la surface de transfert de chaleur et le fluide en écoulement. Les produits de la réaction qui se forment et restent sur la surface d'échange créent l'encrassement. Il s'agit là d'un mécanisme de corrosion intètu lorsque l'encrassement est dû à des produits de corrosion générés ex situ, l'encrassement correspondant est du type particulaire.

I.4.2.3 Entartrage :

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Il dépend donc de la composition de l'eau industrielle.

Lorsque les sels dissous sont, comme le carbonate de calcium, à solubilité inverse, le liquide devient sursaturé au voisinage de la surface d'échange plus chaude, la cristallisation se produit alors sur la surface et le dépôt est dur et adhérent, dans le cas contraire d'une cristallisation se produisant au sein même d'un liquide plus chaud que la

surface, le dépôt est plus mou et friable. L'encrassement par les sels à solubilité normale existe, même s'il est plus rare.

L'entartrage peut se produire dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer ou saumâtre, dans les chaudières, dans les échangeurs de l'industrie agroalimentaire, dans les systèmes géothermiques. Il existe différentes méthodes de prévention de l'entartrage.

I.4.2.4 Encrassement biologique :

Il est dû au développement de micro-organismes (bactéries, algues ou champignons) qui créent un film au contact de la surface d'échange : il peut même, à l'échelle macroscopique, être caractérisé par le développement de coquillages. Les actions de prévention consistent soit à détruire les micro-organismes, soit à empêcher leur développement. Les traitements correspondants utilisent des biocides et il est essentiel de maintenir la concentration du produit pendant le temps de réaction. Le biocide le plus utilisé est le chlore qui est toxique pour la plupart des micro-organismes et a une action rapide. Le choix final du traitement à adopter est en général un compromis entre les problèmes de toxicité, de pollution, de coût et de maintenance.

La tendance à l'encrassement biologique est naturelle puisque les bactéries sont omniprésentes dans l'eau ; en outre, les conditions physico-chimiques rencontrées dans les échangeurs sont le plus souvent favorables à leur développement.

I.4.2.5 Encrassement par réaction chimique :

On rencontre ce type d'encrassement quand une réaction chimique se produit près d'une surface d'échange et que les solides produits par la réaction s'y déposent. Cette réaction est souvent une polymérisation ; il en résulte la formation d'un dépôt. Les domaines concernés sont essentiellement l'industrie pétrochimique (craquage thermique des hydrocarbures lourds, l'industrie agroalimentaire (pasteurisation du lait) et les circuits de chauffage utilisant des fluides organiques.

I.4.2.6 Encrassement par solidification :

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie (formation d'une couche de glace à l'intérieur des conduites forcées ou de givre) ou du dépôt d'un constituant à haut température de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures paraffinés). Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide (formation du givre).

I.4.2.7 Modes combinés :

La plupart des dépôts réels sont le résultat de la combinaison d'au moins deux des types précédemment décrits. Dans les échangeurs refroidis à l'eau par exemple, les dépôts peuvent provenir de l'entartrage, de l'encrassement particulaire, de la corrosion in situ et de l'encrassement biologique. Au stade initial de la formation du dépôt, un type peut prédominer et accélérer ainsi la contribution des autres. Si quelques progrès ont été réalisés dans la compréhension du mode d'action des types élémentaires, leurs interactions restent encore bien souvent difficiles à préciser. L'effet de l'augmentation des pertes de charge par frottement en paroi peut également renforcer la baisse de performance de l'échangeur, si le système de pompage du fluide ne parvient pas à maintenir le débit nominal dans le côté encrassé de l'échangeur, le coefficient d'échange va alors baisser. On peut également observer une mauvaise distribution du fluide dans les canaux d'échange quand l'échangeur comporte des canaux en parallèle (échangeur tubes et calandre ou à plaques), ce qui provoque également une baisse des performances.

I.4.3 Apparition et développement de l'encrassement :

Les auteurs s'accordent en général pour considérer cinq phases dans l'apparition et le développement de l'encrassement. Ces cinq phases peuvent chronologiquement se décomposer comme suit :

- Initiation, cette phase est associée au temps nécessaire avant de pouvoir observer la formation d'un dépôt encrassant sur une surface propre.
- Transfert des particules à la paroi. Il peut être contrôlé par la diffusion turbulente, l'impaction inertielle ou un champ de forces extérieures (thermiques, électriques, etc.) ; ces mécanismes peuvent coexister.
- Adhésion des particules. Les particules transférées à la paroi peuvent s'y maintenir grâce aux forces d'adhésion dues à l'attraction moléculaire (forces de Van Der Waal), aux forces Électriques ou capillaires.

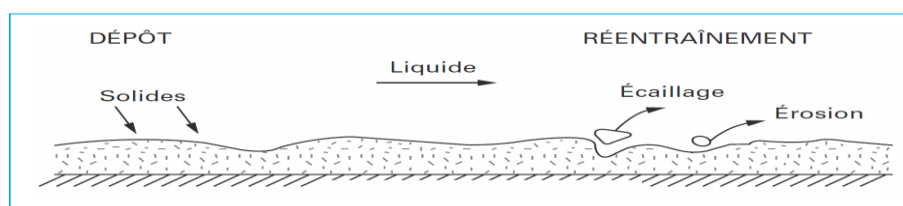


Figure 19. Représentation schématique des phases de dépôt et de réentraînement de l'encrassement dans le cas d'un liquide

Réentraînement des particules déposées. Il est classique de supposer que le mécanisme de réentraînement est lié aux forces de cisaillement s'exerçant sur le dépôt. Lorsque la force aérodynamique est supérieure aux forces d'adhésion d'une particule, le réentraînement se produit par érosion (fig.19), lorsqu'il concerne des agglomérats de particules, il correspond à un phénomène d'écaillage.

– Vieillessement du dépôt : Il s'agit d'un changement de texture du dépôt d'origine chimique ou cristalline. On peut alors observer soit sa consolidation, soit son écaillage.

Quel que soit le phénomène d'encrassement considéré, il est plus ou moins critique selon la nature des fluides employés et la conception des échangeurs. Plusieurs étapes permettent de lutter contre l'encrassement d'un échangeur :

– lors du dimensionnement, en jouant sur la forme de l'échangeur, les matériaux utilisés, les traitements de surface.

– pendant le fonctionnement, en ayant un meilleur contrôle des paramètres influant l'encrassement (vitesse d'écoulement, qualité de l'eau...) pour agir de manière préventive.

– lors du nettoyage, pour déterminer à quel moment il est préférable d'agir et quelle technique utiliser (nettoyage mécanique ou chimique, avec quel produit).

I.4.4 Dimensionnement des échangeurs avec prise en compte de l'encrassement :

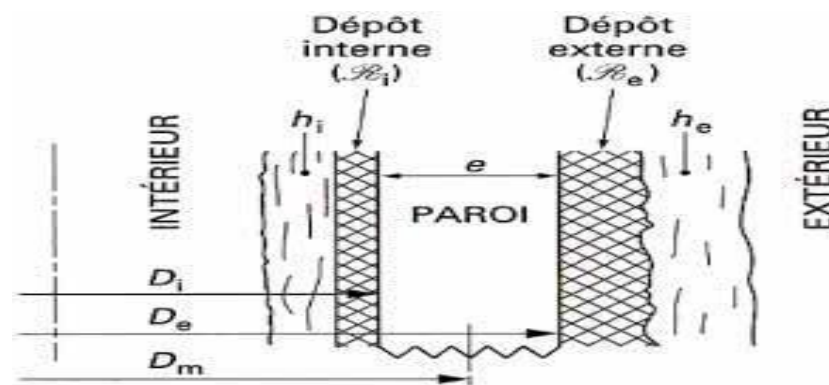


Figure 20. Dimensionnement d'un échangeur (prise en compte de l'encrassement)

Pour un service thermique donné, le choix entre les différents types d'échangeurs dépend de très nombreux paramètres tels que le coût, l'encombrement, le poids, les niveaux de pression ou de température, etc. Dans certains cas, l'encrassement peut être considéré comme le paramètre dimensionnant et on peut être amené à choisir un type d'échangeur parce qu'il se comporte mieux vis-à-vis des problèmes d'encrassement que les autres types ou parce qu'il est plus facile à nettoyer comme le résume le tableau suivant pour les principaux types d'échangeur.

D'une façon générale, la (ou les) couche(s) de dépôt localisée(s) sur la surface d'échange crée(nt) une (ou des) résistance(s) thermique(s) supplémentaire(s) qui s'oppose(nt) au flux de chaleur transfère [7].

Le coefficient d'échange global K (rapporté à la surface extérieure) est donné par :

$$\frac{1}{K} = R = \left[\frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{D_i} \frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda D_m} \right] + R_e + \frac{D_e}{D_i} R_i \quad (1)$$

Avec λ conductivité thermique de la paroi.

Principaux types d'échangeur et critères de choix				
Type d'échangeur	Domaine d'utilisation		Comportement à l'encrassement	Facilité de nettoyage
	Pression	Température		
Tubes et calandre	200 bar / 40 bar (tubes/calandre)		Moyen Meilleur côté tubes	Oui côté tube Moyen côté calandre
Tubes ailetés	100 bar	600 °C	Moyen	Difficile côté ailettes
Plaques et joints	20 bar	200 °C	Bon	Facile
Plaques soudées	40 bar	400 °C	Bon	Assez facile
Plaques spiralé	30 bar	550 °C	Bon	Seulement chimique
Plaques et ailettes	120 bar	jusqu'à 650 °C	Mauvais, sauf grand diamètre hydraulique et ondes droites	Très difficile
Plaques à mini-canaux	1 000 bar	jusqu'à 550 °C	Très mauvais	Très difficile
Graphite	6 à 15 bar	170 °C	Bon pour fluides corrosifs	Surtout chimique
SiC	variable	1 200 °C		
Verre		450 °C		
Plastique	2 bar	250 °C		
Lit fluidisé Contact direct			Bon (mais peu d'expérience en contact direct)	Autonettoyage ? Activier Win

I.5 Conclusion :

Dans ce chapitre l'objectif était de définir un échangeur de chaleur, de quoi il se forme et de déterminer son mécanisme de fonctionnement. Le but d'un échangeur est de refroidir ou réchauffer un liquide ou un gaz qu'il est impossible ou complexe de refroidir ou chauffer directement, par exemple l'eau d'un circuit primaire de refroidissement d'une centrale nucléaire.

Il existe différents classements des échangeurs de chaleur suivant le critère utilisé. Le classement peut être envisagé en fonction de la nature des deux fluides (liquides, gaz, condensation, évaporation), du mode de circulation des fluides (voir première partie de cet article), du mode de transfert de chaleur (convection, rayonnement), du contact direct ou non entre les deux fluides (évaporation ou condensation); du fait qu'il y ait ou non stockage temporaire de la chaleur (régénérateurs), du mode de construction (critère technologique) et l'application concernée (procès ou récupération de chaleur).

A la fin on a dicté les principaux problèmes de fonctionnement rencontrés par les utilisateurs d'échangeur de chaleur à cause du phénomène d'encrassement,

Chapitre II :
Principe de calcul
des échangeurs de chaleur

II.1 Les transferts de chaleur :

La thermodynamique nous apprend que l'énergie peut être transférée à partir d'interactions entre le système et son environnement, sous forme de chaleur et de travail. Cependant, la thermodynamique ne se préoccupe que de l'état initial et de l'état final du système à l'équilibre, et ne fournit aucune information sur la nature des interactions mises en jeu et sur l'évolution temporelle du système entre les deux états d'équilibre.

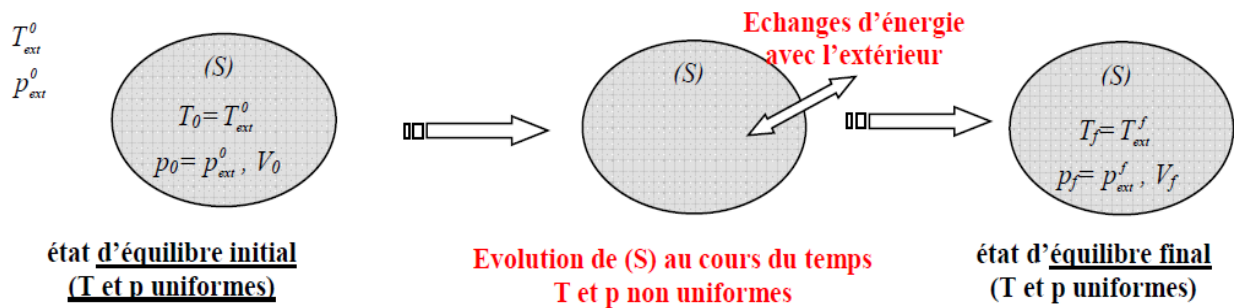


Figure 21. Transfert thermique d'un système

Un transfert de chaleur au sein d'un système ne se produit que s'il existe des gradients de Température entre les différentes parties du système, ce qui implique que celui-ci n'est alors pas à l'équilibre thermodynamique (la température n'est pas uniforme dans tout le système). Au cours de la transformation du système vers un état d'équilibre final, la température va évoluer à la fois en temps et en espace. Le but de l'analyse des transferts de chaleur est d'identifier quels sont les modes de transfert mis en jeu au cours de la transformation et de déterminer quantitativement comment varie la température en chaque point du système au cours du temps.

II.2 Définitions :

✚ Les transferts de chaleur sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température, $T(x, y, z, t)$.

✚ La variation dans le temps en un point $M(x, y, z)$ du système est donnée par la dérivée partielle de $T(x, y, z, t)$ par rapport au temps : $\frac{\partial T}{\partial t}$

Pendant un intervalle de temps dt , la variation de température en un point M sera :

$$dT = \frac{\partial T}{\partial t} dt \quad (2)$$

✚ La variation dans l'espace à un instant t est donnée par de gradient de température :

$$\vec{\nabla}T = \overrightarrow{\text{grad}} T = \frac{\partial T}{\partial x} \vec{e}_x + \frac{\partial T}{\partial y} \vec{e}_y + \frac{\partial T}{\partial z} \vec{e}_z \quad (3)$$

II.2.1 Flux de chaleur :

Un flux de chaleur est une quantité d'énergie transférée sous forme de chaleur par unité de temps. C'est donc une puissance, qui s'exprime en Watt (J/s) :

$$\phi = \frac{Q}{t} = \dot{Q} \quad (4)$$

II.2.2 Densité de flux de chaleur :

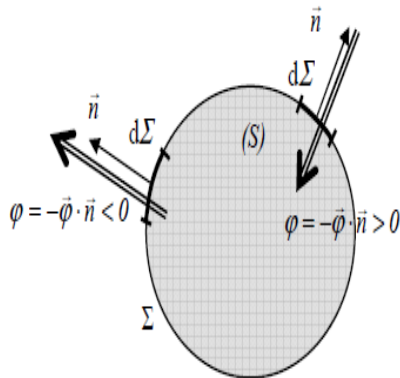


Figure 22. Flux de chaleur échangé par un système avec l'extérieur à travers une surface S

En général, le flux échangé à travers une surface n'est pas uniforme sur toute la surface. On définit alors une densité de flux de chaleur, ϕ qui correspond à un flux de chaleur par unité de surface (en W/m^2).

Exemple : flux de chaleur échangé par un système avec l'extérieur à travers une surface S :

$$\phi = \iint_{\Sigma} \phi \, d\Sigma = \iint_{\Sigma} -\vec{\phi} \cdot \vec{n} \, d\Sigma \quad (5)$$

\vec{n} Est la normale extérieure à l'élément de surface $d\Sigma$.

Le signe '-' est introduit pour respecter la convention suivante, on compte positivement le flux qui entre dans le système.

II.2.3 Formulation d'un problème de transfert de chaleur :

Pour déterminer quantitativement l'évolution de la température à l'intérieur du système dans l'espace et dans le temps, l'équation qui permet d'obtenir cette information s'appelle l'équation de l'énergie ou équation de la chaleur alors on réalise un bilan d'énergie sur le système c'est-à-dire que l'on applique le premier principe de la thermodynamique.

✚ Etape 1 : on définit un volume de contrôle (V) limité par une surface de contrôle Σ à travers laquelle de l'énergie et de la matière peuvent circuler.

✚ Etape 2 : on fait l'inventaire des différents flux d'énergie mis en jeu qui influent sur l'état du système. Par exemple, si on s'intéresse aux flux de chaleur :

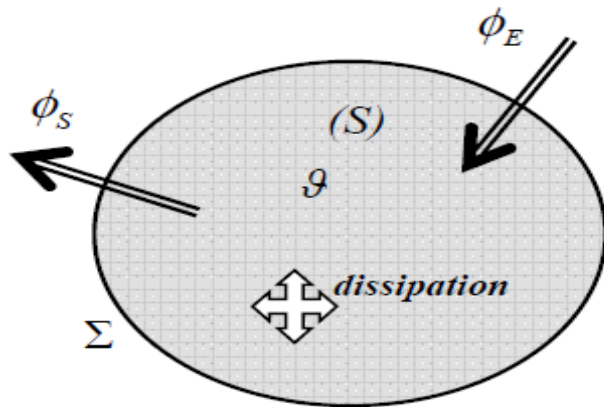


Figure 23. Présentation des différents flux mis en jeu dans un volume de contrôle

ϕ_E : Flux de chaleur entrant
 ϕ_S : Flux de chaleur sortant
 ϕ_{PR} : Flux de chaleur dissipé : (produit) dans le volume.
 ϕ_{PR} : À pour origine une autre forme d'énergie (chimique, électrique (effet Joule), nucléaire) qui est convertie en énergie thermique à l'intérieur du volume.

Variation de l'énergie interne, qui se traduit par la variation de la température du volume.

✚ Etape 3 : on fait le bilan d'énergie en appliquant le premier principe de la thermodynamique :

$$\text{Accumulation} = \text{Entrée} - \text{Sortie} + \text{Production}$$

Si on suppose que le volume est incompressible (le travail des forces de pression est nul) et au repos, le premier principe s'écrit, pour une évolution entre les instants t et $t + dt$:

$$dU = dQ = dQ_{int} + dQ_{ext} \tag{6}$$

Le terme dQ tient compte à la fois des échanges de chaleur avec l'extérieur, dQ_{ext} (relié à $\phi_E - \phi_S$), et du dégagement de chaleur interne, dQ_{int} issu de la conversion d'une autre forme d'énergie en chaleur (relié à ϕ_{PR}).

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ_{ext}}{dt} + \frac{dQ_{int}}{dt} = \phi_E - \phi_S + \phi_{PR} \tag{7}$$

✚ Etape 4 : on établit les expressions des différents flux.

II.3 Les trois modes de transfert de chaleur :

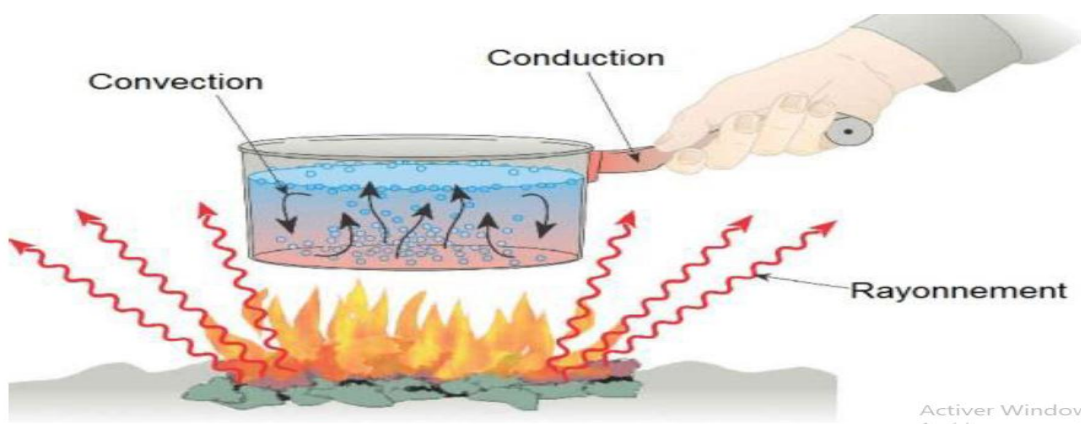


Figure 24. Transfert de chaleur par les trois modes de transferts

II.3.1 Transfert de chaleur par conduction dans les solides ou les fluides au repos :

II.3.1.1 Définition :

Le processus de transfert de chaleur par conduction s'appuie sur un milieu matériel sans mouvement de matière et est due à des phénomènes physiques microscopiques (agitation des atomes ou des molécules, flux d'électrons libres...). Il peut être vu comme un

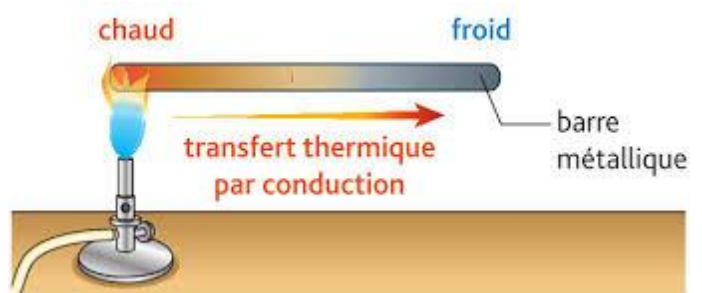


Figure 25. Transfert de chaleur par conduction dans un solide

transfert d'énergie des particules les plus énergétiques (les particules chaudes qui ont une énergie de vibration élevée) vers les particules les moins énergétiques (les particules froides d'énergie de vibration moins élevée), due aux collisions entre particules. Dans les solides, le transfert d'énergie peut également se produire sous l'effet du déplacement d'électrons libres dans le réseau cristallin (par exemple pour les métaux). Ainsi les bons conducteurs d'électricité sont en général également de bons conducteurs de la chaleur.

II.3.1.2 Flux de chaleur échangé par conduction – loi de Fourier :

Ce mécanisme de transfert est régi par une loi phénoménologique établie par Joseph Fourier en 1822, stipulant que la densité de flux échangée par conduction est proportionnelle au gradient de température (proportionnalité entre la cause (le gradient) et l'effet (le flux)). Cette loi, appelée loi de Fourier, s'écrit :

$$\vec{\phi} = -\lambda \vec{\nabla}T \quad W.m^{-2} \quad (8)$$

Le signe '-' intervenant dans cette loi traduit le fait que le flux de chaleur circule des zones chaudes vers les zones froides (dans le sens opposé au gradient de température).

Le coefficient de proportionnalité λ est la conductivité thermique, en $W.m^{-1}K^{-1}$.

II.3.1.3 La conductivité thermique :

La conductivité thermique dépend de la nature du corps considéré et dépend généralement de la température. Elle traduit la capacité d'une matière à transporter la chaleur par conduction.

Ainsi, pour un gradient de température donné, le flux de chaleur sera d'autant plus important que la conductivité sera grande. Pour les matériaux conducteurs de la chaleur,

λ sera élevée et inversement sera faible pour les isolants. Exemples à la température ambiante :

$$\lambda_{\text{Laine de verre}} = 0.04 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\lambda_{\text{air}} = 0.026 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \text{ (L'air immobile est un très bon isolant)}$$

$$\lambda_{\text{cuivre}} = 390 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\lambda_{\text{verre}} = 1.2 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Par ailleurs, pour un flux de chaleur donné, le gradient de température sera d'autant plus faible que λ est grand. Pour des flux modérés, on pourra ainsi dans certains cas considérer que la distribution de température à l'intérieur d'un corps de grande conductivité thermique est quasi uniforme.

II.3.2 Transfert de chaleur par

convection :

II.3.2.1 Définition :

La convection est un mode de transfert de chaleur qui met en jeu, en plus de la conduction, le mouvement macroscopique de la matière. Ce phénomène se produit au sein des milieux fluides en écoulement ou entre une paroi solide et un fluide en mouvement.

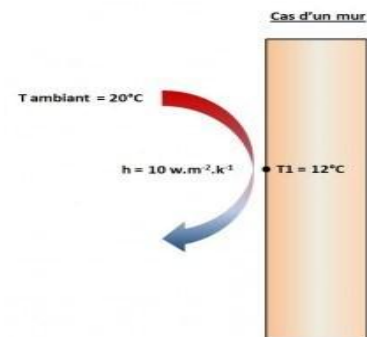
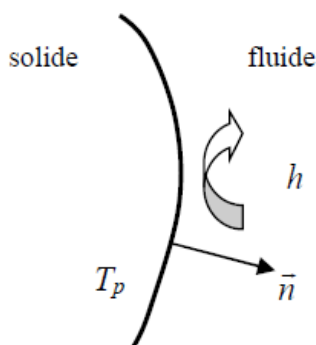


Figure 26. Transfert de chaleur par convection

II.3.2.2 Flux de chaleur échangé par

convection – loi de Newton :



Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton qui stipule que la densité de flux de chaleur échangé entre une paroi solide et un fluide en écoulement est proportionnelle à l'écart de température qui lui a donné naissance.

Du point de vue du solide (flux entrant dans le fluide ou sortant du solide si $T_p > T_\infty$) :

$$\vec{\phi} = h(T_p - T_\infty)\vec{n} \quad (9)$$

h est une grandeur positive appelée coefficient d'échange convectif, en $(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$. Ce coefficient dépend de nombreux paramètres (fluide, type d'écoulement, état de surface...) il est donc extrêmement difficile à quantifier précisément.

Le rapport de $\frac{Gr}{Re^2}$ détermine quel type de convection distingue trois types de convection :

✚ Convection naturelle ($\frac{Gr}{Re^2} \ll 1$) :

Les mouvements sont dus aux variations de masse volumique dans un fluide soumis au champ de pesanteur. Les variations de masse volumique peuvent être générées par des gradients de température (l'air chaud est plus léger que l'air froid) et/ou par des gradients de composition.

✚ Convection forcée ($\frac{Gr}{Re^2} \gg 1$) :

Le mouvement du fluide est provoqué par des actions mécaniques extérieures (pompe, ventilateur...).

✚ Convection mixte ($\frac{Gr}{Re^2} \cong 1$) :

Lorsque les deux types de convection coexistent dans un système

II.3.3 Transfert de chaleur par rayonnement :

II.3.3.1 Définition :

Tout corps matériel émit et absorbe de l'énergie sous forme de rayonnement électromagnétique.

Le transfert de chaleur par rayonnement entre deux corps séparés par un vide ou un milieu semi-transparent se produit par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques, donc sans support matériel.

Le phénomène d'émission d'un corps correspond à la conversion d'énergie matérielle (agitation des électrons constituant la matière dont l'intensité dépend de la température) en énergie radiative. Le phénomène d'absorption est la conversion inverse.

II.3.3.2 Flux de chaleur échangé par rayonnement – loi de Stefan :

Le transfert de chaleur par rayonnement entre deux corps à des températures différentes séparés par un vide ou un milieu semi-transparent se produit par l'intermédiaire d'ondes

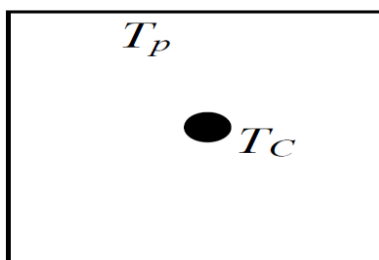


Figure 27. Corps de petite dimension placé dans une enceinte fermée

électromagnétiques, donc sans support matériel. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Stefan.

Exemple :

$$\varphi = \varepsilon' \cdot \sigma(T_P^4 - T_C^4) \quad (10)$$

ε' : Émissivité du corps ($0 < \varepsilon' \leq 1$)

σ : Constante de Stefan = $5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$

II.3.4 Combinaison des différents modes de transferts :

Dans beaucoup de situations, il y a coexistence de 2 ou même 3 des modes de transferts Thermiques décrits précédemment.

Fort heureusement, il est fréquent qu'un mode soit prépondérant et simplifie l'analyse, avant de finir ce paragraphe, signalons que certains échanges de chaleur s'accompagnent d'un changement d'état (vaporisation, condensation, fusion, congélation) ces phénomènes se comportent alors comme une source (ex. de la condensation) ou un puits de chaleur (ex. de la vaporisation) [8].

II.4 Nombres adimensionnels caractérisant le transfert de chaleur :

II.4.1 Nombre de Reynolds, Re :

Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Ce nombre sans dimension caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent) :

$$Re = \frac{u.L}{\nu} \quad (11)$$

u : vitesse caractéristique du fluide [m/s]

L : dimension caractéristique [m]

ν : viscosité cinématique du fluide [m²/s]

Avec :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (12)$$

ρ : Masse volumique du fluide [kg/m³]

μ : viscosité dynamique du fluide [Pa·s ou kg/ (m·s) ou poiseuille Pl, ou encore un dixième de poise PO].

D'où la formulation classique :

$$Re = \frac{\rho.V.L}{\mu} \quad (13)$$

Le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement dans le cas d'un écoulement à l'intérieur d'un conduit cylindrique de paroi lisse on a :

$Re \leq 2300$ Régime laminaire

$Re \geq 9800$ Régime turbulent

II.4.2 Nombre de Prandtl, Pr :

Est un nombre sans dimension. Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité v (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique.

Ce nombre porte le nom de Ludwig Prandtl, un physicien allemand.

On le définit de la manière suivante :

$$Pr = \frac{\mu.C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha_{th}} \quad (14)$$

$$\alpha_{th} = \frac{\lambda}{\rho.C_p} \quad (15)$$

λ : La conductivité thermique $W. m^{-1}. K^{-1}$

α_{th} : la diffusivité thermique en $m^2. s^{-1}$

C_p : la chaleur massique en $J. kg^{-1}. K^{-1}$

Le nombre de Prandtl compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. Un Prandtl élevé indique que le profil de température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. Un Prandtl faible (exemple : métaux liquides) indique que la conduction thermique est tellement rapide que le profil de vitesse a peu d'effet sur le profil de température.

II.4.3 Nombre de Nusselt, Nu :

C'est un nombre adimensionnel lié la continuité du flux thermique en $y=0$, la condition de non glissement du fluide sur la paroi (vitesse nulle) impose l'égalité :

$$Nu_u = \frac{h.D}{\lambda} = - \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (16)$$

Pour régime laminaire ($Re \leq 2300$) :

La corrélation de Sieder et Tate :

$$Nu_u = 1,86(Re.P_r)^{\frac{1}{3}} . \left(\frac{D}{x}\right)^{\frac{1}{3}} . \left(\frac{\mu_f}{\mu_p}\right)^{0,14} \quad (17)$$

μ_f : viscosité dynamique du fluide à la température moyenne T_m [Kg/m.s].

μ_p : viscosité dynamique du fluide à la température des parois T_p [Kg/m.s].

✚ Pour régime turbulent ($Re \geq 9800$) :

Corrélation de Colburn :

$$Nu = 0,023 \cdot (Re)^{0,8} (Pr)^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

II.4.4 Rugosité relative, $\tilde{\Lambda}$:

La rugosité relative $\tilde{\Lambda}$ d'un tuyau est donné par :

$$\tilde{\Lambda} = \frac{\Lambda}{D_h} \quad (19)$$

Où Λ est la rugosité absolue [m] et D_h le diamètre hydraulique [m].

II.4.5 Le nombre de Biot, Bi :

Le nombre de Biot est défini comme :

$$Bi = \frac{h \cdot L_s}{\lambda_s} \quad (20)$$

Où L_s est la longueur selon laquelle la conduction se passe, h est le coefficient de transfert de chaleur par convection [$W / (m^2 \cdot K)$] et λ_s est la conductivité du solide [$W / (m \cdot K)$]. Le nombre de Biot est donc le rapport entre la résistance thermique de conduction et la résistance thermique de convection. Si le nombre de Biot est plus petit que 0.1 la variation de température dans le solide est inférieure à 5% et donc négligeable. L'approche de comportement en bloc est alors justifiée.

II.4.6 Le nombre de Grashof, Gr :

Le nombre de Grashof est le rapport entre l'effet de flottaison par force motrice d'Archimède et l'effet résistif de l'écoulement.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot L^2 \cdot (T_p - T_{ext})}{\nu^2} \quad (21)$$

Où g est l'accélération de la pesanteur [m/s^2], β le coefficient de dilabilité ou d'expansion thermique [$1/K$], T_p la température au parois et T_{ext} la température externe. Le nombre de Grashof joue un rôle identique à Re en convection forcée.

Le rapport de $\frac{Gr}{Re^2}$ détermine quelle type de convection on a :

✚ $\frac{Gr}{Re^2} \ll 1$: convection forcée.

✚ $\frac{Gr}{Re^2} \gg 1$: convection naturelle.

✚ $\frac{Gr}{Re^2} \cong 1$: convection mixte.

II.4.7 Le nombre de Rayleigh, Ra :

Le nombre de Rayleigh regroupe les nombres de Prantl et Grashof et est donné par :

$$Ra = Gr.Pr = \frac{g.\beta.L^3.(T_p - T_{ext})}{\nu.\alpha} \quad (22)$$

Sa valeur nous indique si on est en laminaire ou turbulent pour un système en convection naturelle.

II.4.8 Le nombre de Schmidt, Sc :

Le nombre de Schmidt est défini comme :

$$Sc = \frac{\mu}{\rho.\alpha_m} \quad (23)$$

Ou α_m est la diffusivité massique [m²/s]. Le nombre de Schmidt est le pendant du nombre de Prantl pour diffusion massique.

II.4.9 Le nombre de Sherwood, Sh :

Le nombre de Sherwood est donné par :

$$Sh = \frac{h_m.L}{\alpha_m} \quad (24)$$

Ou h_m est le coefficient de transfert de matière [m/s]. Le nombre de Sherwood est le pendant du nombre de Nusselt pour diffusion massique [9].

II.5 Méthodes de calcul analytique et numérique :

Les méthodes analytiques globales, telles que la méthode de l'écart moyen logarithmique ou la méthode de l'efficacité, sont toutes basées sur une approche intégrale, elles présentent donc, du fait de leurs hypothèses, certaines limitations :

- ✚ Pour permettre une intégration analytique des équations, elles supposent un coefficient d'échange constant le long de l'échangeur.
- ✚ Elles n'offrent pas en général la possibilité de dégager l'influence de paramètres géométriques, car les corrélations sont obtenues à partir de résultats globaux sur des appareils standards.

D'une part, ces méthodes nécessitent une bonne connaissance pratique des échangeurs dès que l'on s'éloigne des dimensions standards et, d'autre part, elles sont particulièrement inadaptées pour les appareils tels que les évaporateurs ou les condenseurs fonctionnant en régime biphasique.

Les méthodes numériques essaient d'améliorer la précision du calcul en décomposant les phénomènes physiques mis en jeu et en prenant en compte la nature de l'écoulement [10].

II.5.1 Méthode de calcul analytique :

II.5.1.1 Principes de calcul :

Plusieurs types de calcul peuvent être envisagés. Les deux principaux sont les suivants : la détermination de la surface d'échange A_L connaissant la puissance échangée, et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides (fluide chaud, T_{1e} , T_{1s} ; fluide froid, T_{2e} , T_{2s} ; fig. 28).

C'est la méthode de DTML, différence de température moyenne logarithmique. Cette méthode est particulièrement bien adaptée au mode dimensionnement, la détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange.

C'est la méthode de l'efficacité NUT. Elle est bien adaptée au mode évaluation. Les deux méthodes peuvent être utilisées simultanément en particulier lorsqu'on désire faire varier certaines grandeurs.

II.5.1.2 Détermination du coefficient d'échange global :

Formulation générale :

Quelle que soit la méthode, il est nécessaire de calculer le coefficient d'échange global K . On considère un fluide chaud de température de mélange T_1 et un fluide froid de température de mélange T_2 de part et d'autre d'une paroi d'échange (fig.29).

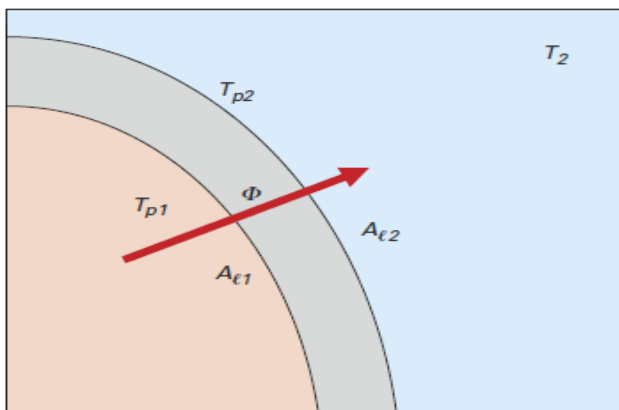


Figure 29. Températures de part et d'autre d'une paroi d'échange

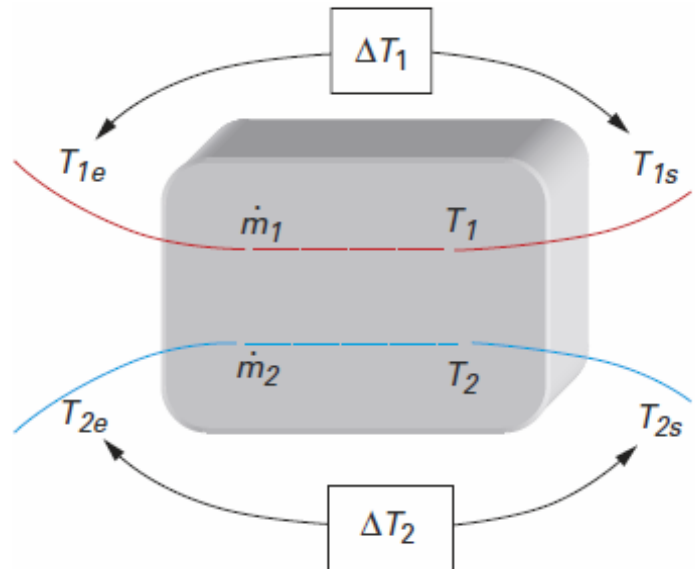


Figure 28. Représentation schématique du quadripôle

L'aire de la surface de la paroi d'échange côté chaud, de température T_{p1} , A_{L1} est l'aire de la surface côté froid, de température T_{p2} est A_{L2} .

On considère que le flux de chaleur ϕ , est uniquement transversal.

On peut écrire ce flux de plusieurs façons différentes :

– flux convectif entre le cœur du fluide chaud et la surface d'échange A_{L1} :

$$\phi = h_1 \cdot A_{L1} (T_1 - T_{p1}) = \frac{(T_1 - T_{p1})}{R_{s1}} \quad (25)$$

Avec h_1 coefficient d'échange convectif entre le fluide chaud et la paroi, R_{s1} : résistance thermique superficielle qui lui est liée.

– flux conductif à travers la paroi d'échange :

$$\phi = \frac{(T_{p1} - T_{p2})}{R_c} \quad (26)$$

Avec R_c résistance thermique de conduction.

– flux convectif entre la surface d'échange et le cœur du fluide froid :

$$\phi = h_2 \cdot A_{L2} \cdot (T_{p2} - T_2) = \frac{(T_{p2} - T_2)}{R_{s2}} \quad (27)$$

Avec h_2 coefficient d'échange convectif entre le fluide chaud et la paroi, R_{s2} résistance thermique superficielle qui lui est liée.

On peut définir le coefficient d'échange global K en écrivant le flux de chaleur transmis du cœur du fluide chaud à celui du fluide froid sous la forme :

$$\phi = K \cdot A_L (T_1 - T_2) = \frac{(T_1 - T_2)}{R_t} \quad (28)$$

Avec A_L surface d'échange convenablement choisie (généralement soit A_{L1} , A_{L2}).

Écrivant que R_t est la somme des résistances thermiques en série, on obtient :

$$R_t = R_{s1} + R_c + R_{s2} \quad (29)$$

Soit :

$$\frac{1}{K \cdot A_L} = \frac{1}{h_1 \cdot A_{L1}} + R_c + \frac{1}{h_2 \cdot A_{L2}} \quad (30)$$

Choisissant, par exemple, $A_L = A_{L1}$ comme surface d'échange de référence, on a :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + R_c + \frac{1}{h_2 \frac{A_{L2}}{A_{L1}}} \quad (31)$$

Et le flux s'écrit :

$$\phi = K \cdot A_{L1} (T_1 - T_2) \quad (32)$$

La formule donnant le coefficient d'échange peut être modifiée pour tenir compte de plusieurs aspects importants :

– les surfaces d'échange peuvent comporter des extensions (ailettes...) dont la température n'est pas T_{p1} ou T_{p2} . Dans ce cas, on définit un rendement de surface ailetée η_1 ou η_2 en admettant que toute la surface d'échange (extensions comprises) est à la température T_{p1} ou T_{p2} .

– les surfaces d'échange peuvent être recouvertes d'une couche de matière liée à l'encrassement de ces surfaces. On définit alors 2 résistances d'encrassement Re_1 et Re_2 .

Le coefficient d'échange peut alors être déterminé de façon plus générale par :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_1} + R_c \cdot A_{L1} + \frac{1}{h_2 \frac{A_{L2}}{A_{L1}}} \quad (33)$$

Ce calcul nécessite de connaître la température à laquelle les différentes grandeurs doivent être déterminées. On utilise généralement une moyenne appelée température caractéristique.

II.5.1.3 Méthode du ΔT_{ML} :

On sait que la valeur locale de la puissance élémentaire d'échange à travers un élément de la surface d'échange est donnée par l'équation :

$$d\phi = K(T_1 - T_2)dA_L \quad (34)$$

Avec K coefficient d'échange global entre les fluides 1 et 2 situés de part et d'autre de la paroi d'échange, T_1 et T_2 températures de mélange.

La surface d'échange totale s'obtient en intégrant l'équation précédente :

$$A_L = \int \frac{d\phi}{K(T_1 - T_2)} \quad (35)$$

L'intégration ne peut s'effectuer que si l'on connaît l'évolution du coefficient d'échange en fonction des températures T_1 et T_2 dont l'évolution suivant l'écoulement doit être connue.

Pratiquement, l'intégration ne peut s'effectuer simplement qu'en admettant les hypothèses suivantes :

- on définit une température moyenne caractéristique pour chaque fluide ;
- on suppose constant le coefficient d'échange global K déterminé aux températures moyennes caractéristiques.

La surface d'échange s'obtient alors par la relation :

$$Al = \frac{\phi}{K \cdot \overline{\Delta T_{12}}} = \frac{\phi}{K \cdot \Delta T_m} \quad (36)$$

$\overline{\Delta T_{12}} = \Delta T_m$ Est la différence moyenne de température entre les deux fluides sur tout l'échangeur :

$$\overline{\Delta T_{12}} = \Delta T_m = \frac{1}{A_L} \int_0^{A_L} (T_1 - T_2) dA \quad (37)$$

Pour des écoulements co-courant et contre-courant, et dans le cas où le coefficient d'échange peut être considéré comme constant, cette différence moyenne de température est la différence de température moyenne logarithmique ΔT_{ML} .

On voit donc, qu'avec les conventions qui y ont été définies, cette quantité dépend de la configuration des écoulements.

Dans le cas où l'une des températures de sortie est inconnue, on utilise les équations du bilan thermique de l'échangeur :

$$\phi = \dot{C}_1 (T_{1e} - T_{1s}) \quad (38)$$

$$\phi = \dot{C}_2 (T_{2s} - T_{2e}) \quad (39)$$

$$\text{Où : } \dot{C}_1 = \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \text{ et } \dot{C}_2 = \dot{m}_2 \cdot C_{p2}$$

Avec \dot{C}_1 et \dot{C}_2 débits de capacité thermique, \dot{m}_1 et \dot{m}_2 débits-masses, C_{p1} et C_{p2} capacités thermiques massiques, des fluides 1 et 2 respectivement.

II.5.1.3.1 Écoulement co-courant :

Pour faciliter le calcul, nous représentons le quadripôle (fig. 30) en indiquant le sens des écoulements.

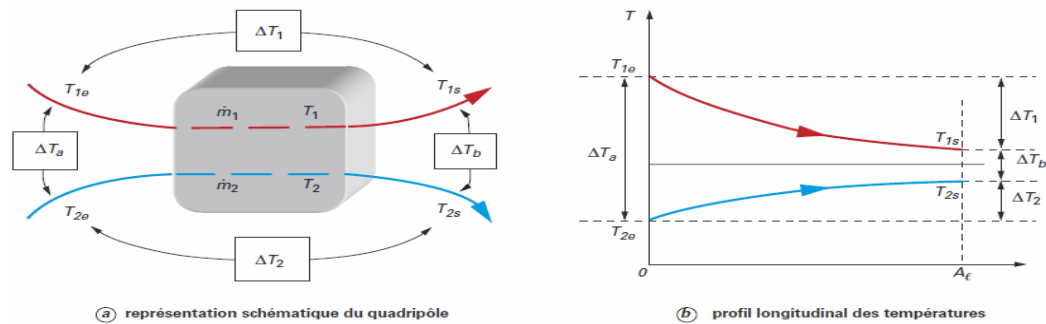


Figure 30. Échangeur de chaleur avec écoulements co-courant

Dans ce cas, la différence de température moyenne logarithmique s'écrit :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{1e} - T_{2e}) - (T_{1s} - T_{2s})}{\ln\left(\frac{T_{1e} - T_{2e}}{T_{1s} - T_{2s}}\right)} \quad (40)$$

Formule que l'on écrit plus succinctement :

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (41)$$

Avec $\Delta T_a = T_{1e} - T_{2e}$ et $\Delta T_b = T_{1s} - T_{2s}$ (fig.30).

On écrit donc :

$$\phi = K \cdot A_L \cdot \Delta T_{ML} \quad (42)$$

Dans un mode dimensionnement, il convient donc de calculer par ailleurs le coefficient d'échange global pour pouvoir déterminer A_L .

II.5.1.3.2 Écoulements contre-courant :

Sur la (fig.31), nous reprenons la configuration schématique de l'échangeur, ainsi qu'un profil longitudinal des températures.

La différence moyenne de température logarithmique s'écrit dans ce cas :

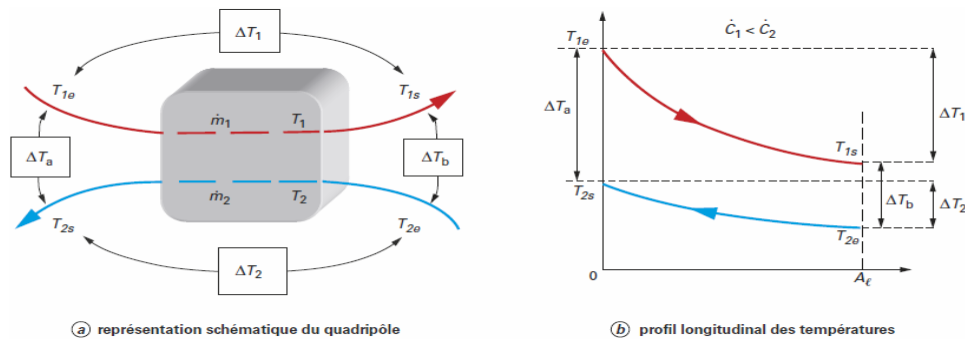


Figure 31. Échangeur de chaleur avec écoulements contre-courant

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{1e} - T_{2s}) - (T_{1s} - T_{2e})}{\ln\left(\frac{T_{1e} - T_{2s}}{T_{1s} - T_{2e}}\right)} \quad (43)$$

On peut encore l'écrire de façon succincte :

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (44)$$

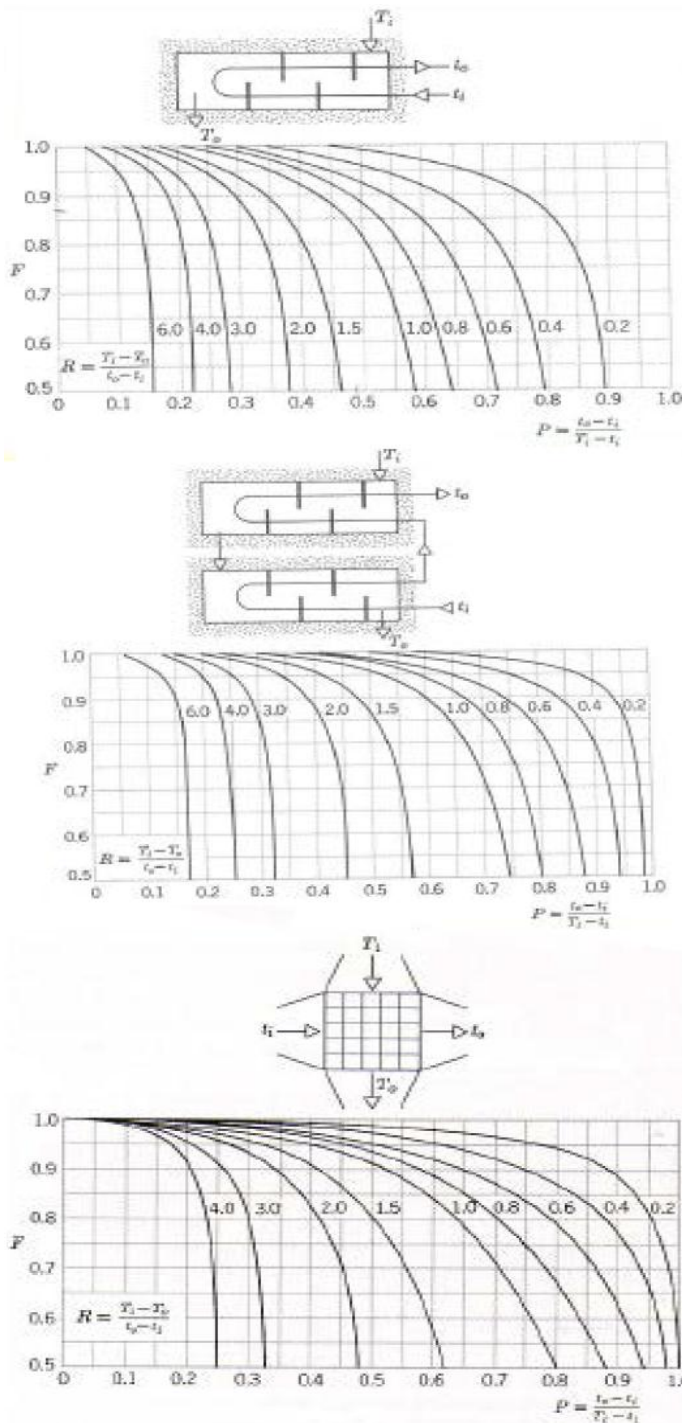
Mais les définitions de ΔT_a et de ΔT_b sont différentes du cas co-courant :

$$\Delta T_a = T_{1e} - T_{2s} \text{ et } \Delta T_b = T_{1s} - T_{2e} \quad (45)$$

Pour regrouper les deux formules (co-courant et contre-courant) et en considérant les deux représentations schématiques de l'échangeur, on peut dire que ΔT_a et ΔT_b représentent les différences de température de chaque côté de l'échangeur [11].

II.5.1.3.3 Cas d'autre configuration : courants croisés, configurations mixtes, etc.... :

Pour les échangeurs à courants croisés ou autres, la quantité ΔT_{LM} 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 :



$$\phi = K \cdot F \cdot A_L \cdot \Delta T_{ML} \quad (46)$$

ΔT_{LM} est obtenue à partir de l'analyse effectuée pour le cas contre-courant [12].

Ce facteur correctif dépend de la géométrie de l'échangeur mais aussi du profil de température. Celui-ci est représenté par deux facteurs généralement nommés R et P (dans la littérature anglo-saxonne), dont les définitions sont les suivantes :

R correspond au rapport des débits de capacité calorifiques (M.Cp) des deux fluides, il peut varier de 0 à $+\infty$.

P correspond au rendement de chauffage.

Si l'un des fluides sort de l'échangeur à la température d'entrée de l'autre fluide (échange maximum possible), $P=1$.

R et P sont calculés grâce au profil des températures de l'échangeur.

Dans la pratique, on recherchera des géométries telles que le facteur correctif soit supérieur à 0,8.

Figure 32. Facteur correctif F pour quelques types d'échangeurs à courants croisés

Paramètres R et P pour correction du ΔT :

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} \quad (47)$$

$$P = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e} \quad (48)$$

Avec :

T_e, T_s : températures entrée/sortie côté calandre.

t_e, t_s : températures entrée/sortie côté tubes. [13]

II.5.1.4 La méthode du NUT (Efficacité d'un échangeur) :

Dans certaines utilisations d'échangeurs, on doit déterminer les températures de sortie d'un échangeur connaissant les températures d'entrée et la surface d'échange. Ce problème est itératif, car on ne peut pas trouver directement une température moyenne caractéristique des fluides [10].

Le déroulement du calcul peut être schématiquement le suivant :

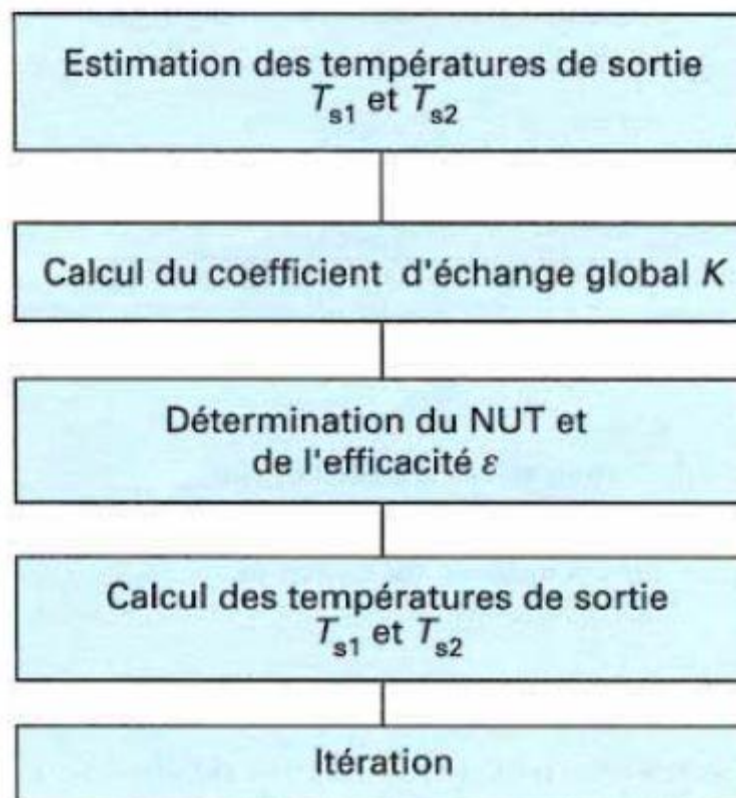


Figure 33. Schéma de calcul (suivant NUT)

II.5.1.4.1 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).

$$\varepsilon = \frac{\phi_{réel}}{\phi_{maximum}} \quad (49)$$

$$\phi_{réel} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (50)$$

$$\phi_{réel} = \dot{m}_f C_{pf} (T_{fe} - T_{fs}) \quad (51)$$

$$\phi_{max} = (\dot{m}C_p)_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (52)$$

Donc, l'efficacité :

Pour un fluide chaud :

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs})}{(\dot{m}C_p)_{min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (53)$$

Pour un fluide froid :

$$\phi = \varepsilon \cdot \dot{C}_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (54)$$

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

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(NUT(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}))}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}} \quad (55)$$

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

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(NUT(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}))}{1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \exp(NUT(\frac{C_{min}}{C_{max}} - 1))} \quad (56)$$

II.5.1.4.2 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.

$$NUT = \frac{K.A_L}{C_{min}} \quad (57)$$

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 [12].

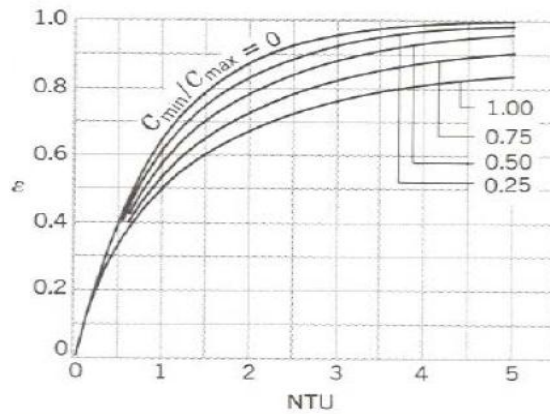


Figure 34. Efficacité d'un échangeur à co-courant

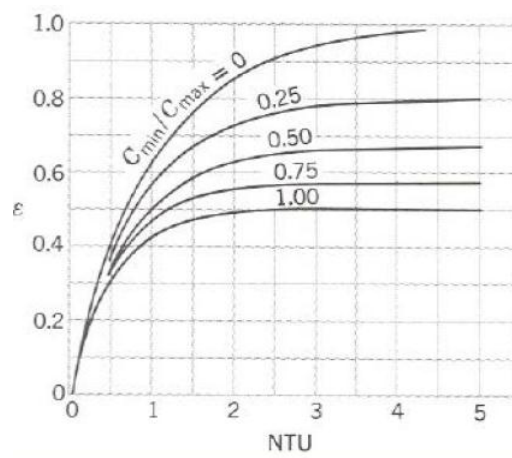


Figure 35. Efficacité d'un échangeur à contre-courant

II.5.2 Méthodes de calcul numérique :

Les deux méthodes qui vont être présentées constituent les piliers des méthodes utilisées couramment pour le calcul thermique d'échangeurs. La méthode des volumes finis est plus axée sur la simulation de la performance des échangeurs, alors que la méthode de la courbe enthalpie est plus orientée vers le dimensionnement proprement dit.

On présente les spécificités propres à ces deux méthodes qui toutes les deux donnent une estimation rapide des performances thermiques d'un appareil, avec les principales hypothèses que l'on peut rappeler :

- ✚ Le régime est supposé permanent, sans variation importante de débit ou de température de l'un des fluides, ou sans répercussion de ces variations sur la stabilité du régime permanent que l'on désire calculer.

- ✚ L'alimentation de l'échangeur est supposée parfaite, c'est-à-dire que chaque particule entrant dans l'échangeur a une chance égale de passer dans les différents canaux
- ✚ Ces méthodes sont avant tout des méthodes de calcul thermique, le calcul hydraulique de l'appareil se résume uniquement à un calcul des pertes de pression de chacun des circuits, en supposant connues les configurations d'écoulement des fluides.

Or, le fonctionnement réel des échangeurs industriels présente souvent des caractéristiques de fonctionnement assez éloignées de ces hypothèses idéales :

- ✚ Le régime de fonctionnement présente certaines variations dans les paramètres d'entrée comme le débit ou la température de l'un des fluides, ou le changement des caractéristiques physiques d'un fluide. Dans ce cas, on aimerait connaître le temps d'établissement d'un nouveau régime permanent, en réponse à un échelon (de débit ou de température), ou en réponse à des variations couplées quelconques.
- ✚ L'alimentation d'un échangeur subit souvent de graves inhomogénéités de répartition de débit entre les différents canaux (plaque ou tubes), qui entraînent une baisse de rendement thermique de l'appareil.
- ✚ La configuration d'écoulement est parfois inconnue, et le risque d'effectuer un dimensionnement erroné est alors grand.

L'utilisateur de tout logiciel doit donc être à même d'apprécier la justesse des hypothèses sur lesquelles est basé le logiciel, ainsi que les autres sources d'incertitudes qui sont :

- ✚ La précision et la validité des corrélations d'échange et de frottement utilisées dans le logiciel.
- ✚ La précision concernant la connaissance des propriétés physiques des fluides, surtout s'il s'agit de mélanges de fluides en équilibre liquide-vapeur.
- ✚ Le degré d'encrassement de l'échangeur qui peut venir modifier de façon significative les performances calculées.

D'une manière générale, remarquons la nécessité pour l'utilisateur de tout logiciel de dimensionnement thermique d'évaluer le plus correctement possible les incertitudes de tous ordres (numériques, physiques, etc.).

II.5.2.1 Méthode des volumes finis :

II.5.2.1.1 Principe de la méthode :

La méthode dite des volumes finis repose sur les principes suivants :

- ✚ On décompose l'échangeur en un certain nombre de volumes de contrôle ou mailles.
- ✚ On effectue sur chacune de ces cellules un bilan d'énergie en supposant la température du fluide constante à l'intérieur du volume.

Cette méthode présente les caractéristiques suivantes :

- ✚ C'est une méthode de simulation, elle suppose connue la géométrie exacte de l'appareil que l'on désire modéliser, ainsi que les caractéristiques des deux fluides à l'entrée de l'appareil.
- ✚ On doit avoir une bonne idée de la configuration d'écoulement, c'est-à-dire du champ de vitesse des fluides à l'intérieur de l'appareil, car les échanges convectifs se font d'une cellule à sa voisine suivant le découpage choisi.

II.5.2.1.2 Bilan sur un volume de contrôle :

Cette méthode repose sur un bilan d'énergie effectué pour chaque fluide sur un volume de contrôle. Ce bilan exprime l'équilibre entre le terme de convection et le terme de flux de chaleur pour un régime de type transitoire. Seuls les termes d'ordres de grandeurs importants sont conservés, sont négligés le terme de conduction dans le fluide, le terme de travail des forces de pression, ainsi que les effets de dissipation visqueuse.

Si l'on considère un volume V , parcouru par un fluide F_1 circulant dans le sens de l'axe Ox

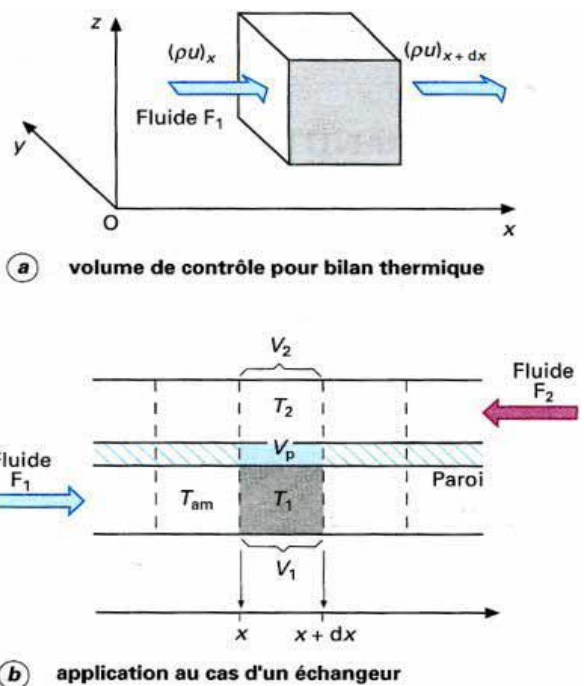


Figure 36. Bilan sur un volume de contrôle

(fig.36) et un écoulement monodirectionnel de vitesse u , le bilan s'exprime sous la forme :
 Accumulation d'énergie = Energie entrant par convection - Energie sortant par convection + Apport de chaleur intérieur de volume

$$V \frac{\partial(\rho H)}{\partial t} = A[(\rho \cdot u \cdot H)_x - (\rho \cdot u \cdot H)_{x+dx}] + \phi \quad (58)$$

Avec :

A : section de passage du fluide supposée constante, V : volume sur lequel est effectué le bilan, u : vitesse du fluide, ϕ : puissance échangée sur le contour du volume (comptée, positivement si gagnée par le fluide).

II.5.2.1.3 Application au cas d'un échangeur :

Supposons maintenant un échangeur de chaleur à deux fluides séparés par une paroi solide, pour simplifier, on supposera l'écoulement à contre-courant. Délimitons un volume de contrôle contenant une fraction V_1 où circule le fluide F_1 et une fraction V_2 où circule le fluide F_2 , les fluides sont séparés par la paroi de volume V_p (fig.36).

Le bilan thermique sur chacune de ces parties s'exprime de la façon suivante :

✚ Pour le fluide F_1 :

$$(V \cdot \rho \cdot C_p)_1 \left(\frac{\partial T_1}{\partial t} \right) = (\dot{m} C_p)_1 [(T_1)_x - (T_1)_{x+dx}] - \varphi_1 S_1 \quad (59)$$

✚ Pour le fluide F_2 :

$$(V \cdot \rho \cdot C_p)_2 \left(\frac{\partial T_2}{\partial t} \right) = (\dot{m} C_p)_2 [(T_2)_x - (T_2)_{x+dx}] - \varphi_2 S_2 \quad (60)$$

✚ Pour la paroi séparant les deux fluides :

$$(V \cdot \rho \cdot C_p)_p \left(\frac{\partial T_p}{\partial t} \right) = \varphi_1 S_1 - \varphi_2 S_2 \quad (61)$$

Le couplage entre les trois équations est réalisé par le flux de chaleur :

$$\varphi_1 = h_1 (T_1 - T_p) \quad (62)$$

$$\varphi_2 = h_2 (T_p - T_2) \quad (63)$$

II.5.2.1.4 Résolution :

- Équations :

Pour la suite, on simplifiera l'équation pour la paroi en écrivant simplement l'équilibre thermique des flux de part et d'autre, sans stockage de chaleur :

$$\varphi_1 \cdot S_1 = \varphi_2 \cdot S_1 \quad (64)$$

Le problème thermique se compose donc pour chaque volume de contrôle des équations pour chacun des fluides, ainsi que de celle qui sert de couplage entre celles-ci.

La difficulté de résolution du problème provient en particulier du couplage thermique entre les deux fluides.

Par la suite, on continuera à utiliser, par commodité, les termes transitoire et permanent bien que ceux-ci ne soient plus physiquement corrects du fait de la simplification ci-avant.

- Méthode de résolution :

La méthode présentée ici possède la caractéristique suivante : on résout les équations en régime transitoire, et l'on présente ici la méthode pour passer des températures de l'instant

n aux températures de l'instant (n + 1). On cherche à atteindre le régime permanent par une stabilisation de ce régime.

La discrétisation des équations se fait d'après les choix suivants :

- ✚ Le terme flux est évalué en explicite, c'est-à-dire avec les valeurs du pas de temps précédent connu (instant n).
- ✚ Le terme convectif est évalué en implicite avec les températures à l'instant n + 1.

Ces choix nous conduisent à la formulation suivante où l'on évalue la température moyenne T_j dans le volume centré en x_j (fig.36) à partir de la température connue dans le volume amont T_{Am} (par rapport à l'écoulement du fluide considéré), soit :

$$V \cdot \rho \cdot C_P \left(\frac{1}{\Delta t} + \frac{u}{\Delta x} \right) T_j^{n+1} = V \cdot \rho \cdot C_P \left(\frac{T_j^n}{\Delta t} + \frac{T_{am}^{n+1}}{\Delta x} \right) \phi^n S \quad (65)$$

Avec :

n indice du pas de temps,

ΔT pas de temps,

Δx pas d'espace,

T_{am} température de la maille amont.

Ce calcul s'effectue depuis l'entrée du canal (où la température est connue) jusqu'à la sortie où la dernière température calculée est la température de sortie. Une formule identique nous est fournie pour la température de l'autre fluide.

– **Algorithme du calcul thermique :**

L'algorithme proposé pour la résolution du problème est le suivant :

- ✚ Initialisation des températures, étape importante dans la mesure où elle peut permettre une convergence plus rapide vers le régime permanent final.
- ✚ Calcul des lois d'échange.
- ✚ Calcul des flux thermiques.
- ✚ Calcul des températures moyennes locales du fluide 1.
- ✚ Calcul des températures moyennes locales du fluide 2.
- ✚ Calcul des propriétés physiques.
- ✚ Test de convergence.
- ✚ Retour au point 2 jusqu'à convergence.

La formulation en régime transitoire facilite la résolution du problème en permettant une résolution itérative. Notons, de plus, qu'il est possible de jouer sur l'inertie thermique du

fluide (volume ou capacité thermique) pour atteindre plus rapidement ce régime et également éviter les oscillations numériques pouvant conduire rapidement à des divergences.

II.5.2.2 Méthode du diagramme température-enthalpie :

II.5.2.2.1 Principe de la méthode :

Le principe de cette méthode de calcul d'un échangeur est la vérification de ses performances :

- ✚ À partir de la connaissance de la géométrie complète de l'échangeur et de ses conditions de fonctionnement à l'entrée et à la sortie (et donc de la puissance qui doit être échangée), ainsi que des propriétés physiques des fluides.
- ✚ La méthode permet la qualification de cet appareil en calculant un critère de surdimensionnement ou de sous-dimensionnement qui caractérise le fonctionnement thermique de l'appareil.

Cette méthode est bien adaptée au problème de dimensionnement thermique d'appareils, tel que celui qui se pose dans l'industrie, en apportant un résultat sous forme synthétique. Le critère de bon ou mauvais dimensionnement thermique est le rapport entre la surface géométrique S_g réelle de l'échangeur et la surface nécessaire S_n pour faire passer la puissance exigée.

— cette approche exige la connaissance des conditions à l'entrée et à la sortie de l'échangeur, c'est-à-dire les débits de chaque fluide ainsi que les quatre températures (ou enthalpies).

— cette méthode a été développée à l'origine pour le dimensionnement d'échangeurs tubulaires [Kakac, Bergles et Mayinger] et, en particulier, de condenseurs, mais elle présente la particularité d'être applicable à bien d'autres types d'appareils.

II.5.2.2.2 Étapes de la méthode de vérification :

Les principales étapes de la méthode sont les suivantes :

- construction du graphe température-enthalpie ;
- Evaluation des coefficients d'échange thermique en fonction de la géométrie et des conditions locales de l'écoulement.
- Calcul de la surface nécessaire pour échanger la puissance imposée.
- Obtention du critère de dimensionnement thermique, comparaison entre la surface géométrique réelle de l'échangeur et la surface nécessaire.

II.5.2.2.3 Construction du diagramme température-enthalpie :

On suppose connus les deux débits et les quatre enthalpies massiques (ou températures), soit :

$\dot{m}_1, H_{e1}, H_{s1}$ Pour le fluide F_1

$\dot{m}_2, H_{e2}, H_{s2}$ Pour le fluide F_2

La méthode consiste à tracer successivement la courbe des deux températures des fluides froid et chaud en fonction de l'enthalpie de l'un des deux fluides, par exemple ici le fluide F_2 . On procède de la façon suivante :

- ✚ Il est possible de tracer, tout d'abord, à partir de la connaissance des propriétés physiques du fluide F_2 , la courbe $T_2 = f(H_2)$ entre les bornes de fonctionnement de l'échangeur.
- ✚ Si l'on considère un échangeur parcouru à contre-courant par deux fluides, le bilan thermique entre l'entrée du fluide F_1 et la cote

x , c'est-à-dire sur une surface S , donne les variations d'enthalpies des fluides 1 et 2 :

$$H_1 - H_{e1} = (H_2 - H_{s2}) \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \quad (66)$$

Avec :

H_1 et H_2 enthalpies des deux fluides à la position x de l'échangeur.

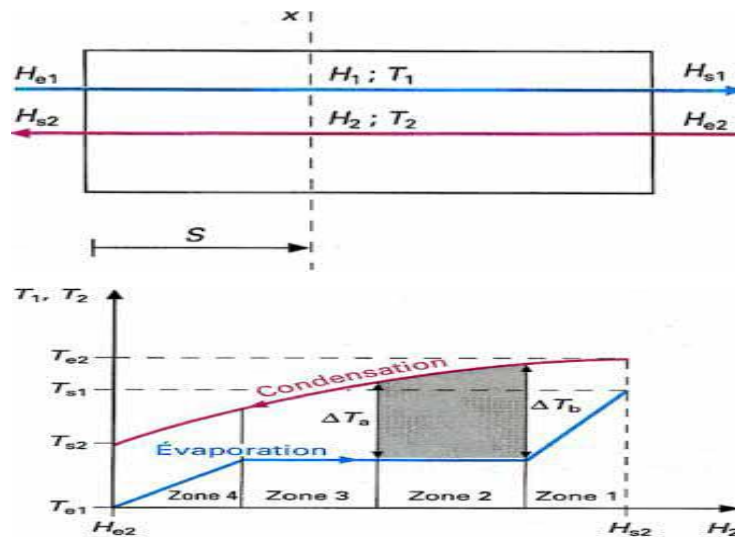


Figure 37. Découpage du diagramme température/enthalpie en zones pour un échangeur contre-courant à une passe

En mode co-courant, il faut inverser H_e et H_s et changer \dot{m} en $-\dot{m}$.

Cette formule permet donc de connaître, par simple écriture du bilan thermique, la variation de l'enthalpie du fluide F_1 en fonction de celle du fluide F_2 entre deux points quelconques d'un échangeur.

✚ Comme on connaît, grâce aux propriétés physiques du fluide F_1 , la relation reliant sa température et son enthalpie : $T_1=f(H_1)$

Il est possible d'obtenir à l'aide des deux relations précédentes la courbe donnant la température du fluide F_1 en fonction de l'enthalpie du fluide F_2 , soit : $T_1=f(H_2)$

✚ La figure 37 illustre le diagramme obtenu, l'exemple est caractéristique de l'évaporation du corps pur F_1 et de la condensation d'un mélange pour ce qui concerne le fluide F_2 .

Il faut remarquer les points suivants :

- Tout point H_2 pris sur l'axe des abscisses de la figure 37 correspond à une abscisse x de l'échangeur à dimensionner.
- La construction de ces courbes est indépendante du type d'échangeur choisi parce que c'est la conséquence de la conservation de l'énergie, mais la correspondance (H_2, x) dépend du nombre de passes et de la configuration (contre-courant ou co-courant).

II.5.2.2.4 Évaluation des coefficients d'échange de chaleur :

À partir de la courbe température-enthalpie, il est possible d'effectuer un découpage en n intervalles (Fig.37), sur lesquels les températures des deux fluides varient à peu près linéairement. Sur chacun de ces intervalles, l'écart moyen de températures entre les deux fluides est exprimé par l'écart logarithmique :

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (67)$$

Avec :

ΔT_a et ΔT_b écarts de températures aux extrémités de la zone.

Dans chacune des zones, le bilan d'enthalpie sur le fluide 2 s'écrit :

$$\dot{m}_2 \Delta H_{2i} = K_i S_i \Delta T_{ml} \quad (68)$$

Avec : \dot{m}_2 débit massique du fluide,

ΔH_2 variation d'enthalpie sur la zone considérée,

S : surface d'échange,

K : coefficient d'échange global,

i : indice de la zone de découpage.

Pour cette étape, il est nécessaire :

- ✚ De choisir un type d'échangeur ;
- ✚ De définir une géométrie d'échangeur ;

- ✚ D'évaluer les coefficients d'échange thermique pour chacun des deux fluides ;
- ✚ D'en déduire le coefficient d'échange global.

Aux conditions prèes exprimées ci-dessus, on constate que le seul inconnu de l'équation précédente est la surface S_i , qui représente la surface d'échange nécessaire pour augmenter l'enthalpie du fluide 2 d'une quantité ΔH_{2i} , soit :

$$S_i = \frac{\dot{m}_2 \Delta H_{2i}}{K_i \Delta T_{MLi}} \quad (69)$$

Il est clair qu'au niveau de cette deuxième étape, il est nécessaire d'avoir une idée approximative de la géométrie de l'échangeur, pour évaluer successivement les vitesses et les régimes d'écoulement et les nombres adimensionnels de Reynolds conduisant à la détermination des coefficients de transfert.

II.5.2.2.5 Calcul de la surface nécessaire :

Ayant discrétisé la courbe température-enthalpie en n intervalles sur lesquels les températures des deux fluides varient presque linéairement, on estime sur chacun de ces intervalles la surface S_i nécessaire pour faire varier l'enthalpie de la quantité ΔH_{2i} . [10]

En additionne toutes les surfaces S_i , on obtient la surface totale nécessaire de l'échangeur S_n , soit :

$$S_n = \sum_1^n S_i \quad (70)$$

II.6 Conclusion :

Le domaine de ce que l'on appelle échangeur devait d'abord être défini et circonscrit. Cet appareillage relève du traitement classique où apparaissent les notions de ΔT_{ML} , de débit de capacité, de stationnarité, d'efficacité, de NUT, de coefficient d'échange global K .

L'exploitation du schéma ici développé s'adapte bien à tous les fluides monophasiques quelle que soit la nature de ces fluides et de la paroi.

Chapitre III :
Etude d'un échangeur à
tubes et calandre

III.1 Algorithme :

III.1.1 Insertion des données :

Dans la première partie de cet algorithme on donne les différentes informations qui caractérisent l'échangeur tubulaire et les deux fluides (chaud et froid) qui circulent.

```
1 -   clc
2 -   clear all
3 -   close all
4 -   K=input('Donner le coefficient d échange global K=')
5 -   a=input('Type co-courant1 contre courant2 cas d autre configuration3 a=')
6 -   if(a==3)
7 -       F=input('Facteur correctif F=')
8 -       Nt=input('Nombre des tubes Nt=')
9 -   end
10 -  Dh=input('Diamètre de la surface d'échange d échangeur Dh=')
11 -  Tce=input('Temperature d entrée du fluide chaud Tce=')
12 -  Tcs=input('Temperature de sortie du fluide chaud Tcs=')
13 -  Tfe=input('Temperature d entrée du fluide froid Tfe=')
14 -  z=input('Le nombre des sections sur la longueur d échangeur z=')
15 -  dT=(Tce-Tcs)/z
16 -  Dmc=input('Débit massique du fluide chaud Dmc=')
17 -  Dmf=input('Débit massique du fluide froid Dmf=')
18 -  Cpc=input('La chaleur massique du fluide chaud Cpc=')
19 -  Cpf=input('La chaleur massique du fluide froid Cpf=')
```

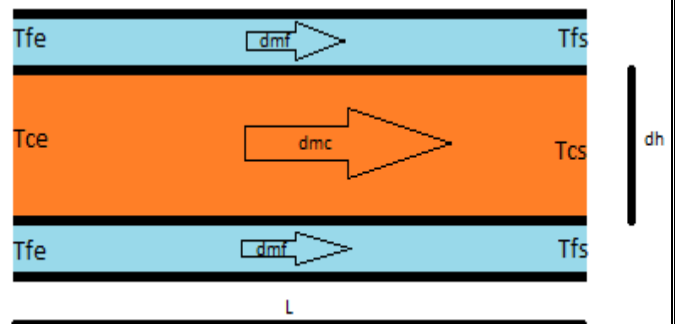
✚ Informations sur l'échangeur :

a : le type d'échangeur tubulaire :

l'échangeur co-courant a=1

l'échangeur contre-courant a=2

cas d'autres configurations a=3



F : facteur de correction de température moyenne

K : coefficient d'échange global [$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$]

Dh : diamètre de la surface d'échange [m]

Nt : nombre des tubes (a=3)

✚ Informations des fluides :

Tce, Tcs : les températures d'entrée et de sortie du fluide chaud [K].

Tfe : la température d'entrée du fluide froid [K].

z : nombre des points dans l'échangeur.

Dmc, Dmf : le débit massique des fluides (chaud, froid) [kg.s⁻¹].

Cpc, Cpf : les chaleurs massiques du deux fluides (chaud, froid) [J.kg⁻¹.K⁻¹].

III.1.2 Création des matrices nulles :

Dans la deuxième partie de l'algorithme on crée des matrices a une colonne et z lignes pour chaque valeur de z qu'on va calculer :

```
20 - rh=Dh/2
21 - R=(Dmc*Cpc)/(Dmf*Cpf)
22 - Tf=zeros(z+1,1)
23 - Tc=zeros(z+1,1)
24 - Q=zeros(z+1,1)
25 - DTML=zeros(z,1)
26 - dQ=zeros(z,1)
27 - Al=zeros(z,1)
28 - L=zeros(z,1)
29 - E=zeros(z,1)
```

Dh : Diamètre de la surface d'échange.

R : rapport des chaleurs massiques.

Tf : température de fluide froid dans la section 'z' [K].

Tc : température de fluide chaud dans la section 'z' [K].

Q : puissance thermique [W].

dQ : densité de flux thermique [W.m⁻²].

L :longueur de la surface d'échange (largeur = $\pi.dh$) [m].

A_L :surface d'échange [m^2].

E :efficacité de l'échangeur pour longueur 'L'.

III.1.3 Calcul des valeurs des matrices :

Dans la troisième partie on fait une boucle « pour »(for)et on met les équations suivantes :

$$Q_c = Q_f$$

$$\dot{m}_c.Cp_c.(T_{ce} - T_c) = \dot{m}_f.Cp_f.(T_f - T_{fe})$$

$$T_f = \frac{\dot{m}_c.Cp_c}{\dot{m}_f.Cp_f} (T_{ce} - T_c) + T_{fe} = r.(T_{ce} - T_c) + T_{fe} \quad (71)$$

Si :

✚ l'échangeur est co-courant (a=1)

$$DTML = \frac{(T_{ce}-T_{fe})-(T_c-T_f)}{\ln\left(\frac{T_{ce}-T_{fe}}{T_c-T_f}\right)} \quad (72)$$

✚ l'échangeur est contre-courant (a=2)

$$DTML = \frac{(T_{ce}-T_f)-(T_c-T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce}-T_f}{T_c-T_{fe}}\right)} \quad (73)$$

✚ Cas d'autre configuration(a=3)

$$DTML = F\left[\frac{(T_{ce}-T_f)-(T_c-T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce}-T_f}{T_c-T_{fe}}\right)}\right] \quad (74)$$

$$dQ = K.\Delta T_{ML} \quad (75)$$

$$A_L = \frac{dQ}{\varphi} = \frac{\dot{m}_c.Cp_c(T_{ce}-T_c)}{K.DTML} \quad (76)$$

$$L = \frac{A_L}{D.\pi} \quad (77)$$

Si :

$$\text{✚ } r > 1 : C_{p_{min}} = \dot{m}_f \cdot C_{p_f}$$

$$E = \frac{T_f - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (78)$$

$$\text{✚ } r = 1 : C_{p_{min}} = \dot{m}_f \cdot C_{p_f} = \dot{m}_c \cdot C_{p_c}$$

$$E = \frac{T_f - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{T_{ce} - T_c}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (79)$$

$$\text{✚ } r < 1 : C_{p_{min}} = \dot{m}_c \cdot C_{p_c}$$

$$E = \frac{T_{ce} - T_c}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (80)$$

```

30 - for i=1:z+1
31 -   Tc(i)=Tce-(i-1)*dT
32 -   Tf(i)=(R*(i-1)*dT)+Tfe
33 -   Q(i)=Dmc*Cpc*(i-1)*dT
34 -   if(a==1)
35 -     DTLM(i)=(Tce-Tfe-Tc(i)+Tf(i))/(log((Tce-Tfe)/(Tc(i)-Tf(i))))
36 -   end
37 -   if(a==2)
38 -     DTLM(i)=((i-1)*dT*(1-R))/(log((Tce-Tf(i))/(Tc(i)-Tfe)))
39 -   end
40 -   if(a==3)
41 -     DTLM(i)=F*(((i-1)*dT*(1-R))/(log((Tce-Tf(i))/(Tc(i)-Tfe))))
42 -   end
43 -   dQ(i)=K*DTLM(i)
44 -   Al(i)=Q(i)/dQ(i)
45 -   if(a==3)
46 -     L(i)=Al(i)/(6.28*rh*Nt)
47 -   else
48 -     L(i)=Al(i)/(6.28*rh)
49 -   end
50 -   if(R>1)
51 -     E(i)=(Tf(i)-Tfe)/(Tce-Tfe)
52 -   else
53 -     E(i)=(Tce-Tc(i))/(Tce-Tfe)
54 -   end
55 - end

```

Pour calculer la valeur maximale possible de l'efficacité, on doit d'abord trouver quand le minimum de T_c (T_{cmin}) et le maximum de T_f (T_{fmax}) sont égaux :

$$Q_c = Q_f$$

$$D_{mc} \cdot C_{pc}(T_{ce} - T_{cmin}) = D_{mf} \cdot C_{pf}(T_{fmax} - T_{fe})$$

On a:

$$T_{fmax} = T_{cmin} = T_{ce} - (w - 1)dT \quad (81)$$

w : le nombre maximal des sections possible

$$D_{mc} \cdot C_{pc} \cdot dT(w - 1) = D_{mf} \cdot C_{pf}(T_{ce} - (w - 1)dT - T_{fe})$$

$$w = \frac{T_{ce} - T_{fe}}{(R+1) \cdot dT} + 1 \quad (82)$$

Si : $R < 1$

$$E_{max} = \frac{T_{ce} - T_{cmin}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (83)$$

Si non :

$$E_{max} = \frac{T_{cmin} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (84)$$

```

66 - w = ((Tce-Tfe) / (dT*(R+1))) + 1
67 - Tcmin = Tce - (w-1) * dT
68 - Tfmax = Tfe + R * dT * (w-1)
69 - if (a==1)
70 - DTMLmax = (Tce-Tfe-Tcmin+Tfmax) / (log((Tce-Tfe) / (Tcmin-Tfmax)))
71 - end
72 - if (a==2)
73 - DTMLmax = ((w-1) * dT * (1-R)) / (log((Tce-Tfmax) / (Tcmin-Tfe)))
74 - end
75 - if (a==3)
76 - DTMLmax = F * ((w-1) * dT * (1-R)) / (log((Tce-Tfmax) / (Tcmin-Tfe)))
77 - end
78 - Lmax = (K * DTMLmax) / Dmc * Cpc * (w-1) * dT
79 - if (R > 1)
80 -     Emax = (Tfmin - Tfe) / (Tce - Tfe)
81 - else
82 -     Emax = (Tce - Tcmin) / (Tce - Tfe)

```

III.2 Application :

III.2.1 Insertion des données :

III.2.1.1 Propriétés de l'échangeur :

Echangeur à tubes et calandre constitué d'un faisceau de 66 tubes en acier doux de conductivité $\lambda_p = 50 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, de diamètres intérieur/extérieur de 20/24 mm, au pas triangulaire normal $p = 30 \text{ mm}$. Les tubes sont assemblés en deux passes. La calandre a un diamètre $D = 337 \text{ mm}$ et possède des chicanes d'épaisseur $e = 5 \text{ mm}$ espacées d'une distance $b = 100 \text{ mm}$. La hauteur laissée libre à chaque chicane est de 25 % du diamètre intérieur de la calandre.

III.2.1.2 Propriétés des fluides :

On l'utilise pour refroidir un débit $\dot{V}_c = 15 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ de dodécane de $T_{ce} = 393,15 \text{ K}$ à $T_{cs} = 333,15 \text{ K}$ avec de l'eau industrielle circulant dans les tubes avec un débit de $\dot{V}_f = 36,5 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ à contre-courant dont la température varie de $T_{fe} = 293,15 \text{ K}$ à $T_{fs} = 303,15 \text{ K}$.

Les propriétés physiques du dodécane à une température moyenne de 363,15 K sont les suivantes :

$$\rho_c = 750 \text{ kg.m}^{-3}, C_{p_c} = 2260 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}, \lambda_c = 0,151 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1} \text{ et } \mu_c = 7,5 \times 10^{-4} \text{ Pa.s.}$$

Les propriétés physiques de l'eau industrielle à une température moyenne de 298,15 K sont les suivantes :

$$\rho_f = 1000 \text{ kg.m}^{-3}, C_{p_f} = 4180 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}, \lambda_f = 0,607 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1} \text{ et } \mu_f = 8,9 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s.}$$

III.2.1.3 Calcul du coefficient d'échange global (K) :

La vitesse de l'eau dans les tubes est :

$$u_f = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f \cdot N_t \cdot A_f} = 0,978 \text{ m.s}^{-1}$$

$N_t = 66/2 = 33$ tubes pour une passe.

A_f section intérieure des tubes.

Le nombre de Reynolds :

$$Re_f = \frac{\rho_f \cdot u_f \cdot d_f}{\mu_f} = 2,2 \cdot 10^4$$

$$\mu_f = 8,9 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s}$$

$$d_f = 20 \text{ mm}$$

En utilisant la corrélation de Colburn, le coefficient d'échange est :

$$h_f = \frac{\lambda_f}{d_f} \cdot 0,023 Re_f^{0,8} \cdot P_f^{\frac{1}{3}} = 3805 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Avec :

$$\lambda_f = 0,607 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$Pr = 6.13$$

La section de passage entre les chicanes :

$$A_c = (p - d_c)(b - e) = 5,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

La vitesse dans la calandre est :

$$u_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c \cdot D A_c} = 0,65 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Le nombre de Nusselt :

$$Nu_c = 0,36 \cdot Re_c^{0,55} Pr_c^{\frac{1}{3}} = 163,2$$

Avec :

$$Pr_c = 11,23$$

Le coefficient d'échange côté calandre :

$$h_c = \frac{\lambda_c \cdot Nu_c}{d_c} = 1027 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Coefficient d'échange global :

En tenant compte de la résistance de paroi :

$$K^{-1} = \frac{1}{h_c \left(\frac{d_c}{d_f}\right)} + \frac{1}{h_f} + \frac{d_f}{2\lambda_p} \cdot \ln\left(\frac{d_c}{d_f}\right) = 1,11 \cdot 10^{-3} \text{ K} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{W}^{-1}$$

$$K = 900 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Coefficient correctif :

$$F = 0.97$$

III.2.1.4 Les valeurs du programme :

$$K=900 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

$$a=3$$

$$Dh=20 \text{ mm}$$

$$Nt=66$$

$$Tce=393,15 \text{ K}$$

$$Tcs=333,15 \text{ K}$$

$$Tfe=293,15 \text{ K}$$

$$z=5$$

$$Dmf=10,14 \text{ kg.s}^{-1}$$

$$Dmc=3,125 \text{ kg.s}^{-1}$$

$$Cpf=4180 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$Cpc=2\,260 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$$

$$F=0.97$$

$$b=2$$

III.2.2 Execution:

```
Diamètre de la surface de charge d'échangeur Dh=0.02
```

```
Dh =
```

```
0.0200
```

```
Température d'entrée du fluide chaud Tce=393.15
```

```
Tce =
```

```
393.1500
```

```
Température de sortie du fluide chaud Tcs=333.15
```

```
Tcs =
```

```
333.1500
```

```
Température d'entrée du fluide froid Tfe=293.15
```

```
Tfe =
```

```
293.1500
```

III.2.2.1 Résultats:

Tc[K]	Tf [K]	Q [W]	dQ [W.m ⁻²]	DTML [K]	AL [m ²]	L[m]	E	I
393,15	303,1476	0	0	0	0	0	0	1
381,15	301,1481	84750	81111	90.1232	1,0449	0,2521	0.12	2
369,15	299,1486	169500	74739	83,0431	2,2679	0,5472	0.24	3
357,15	297,149	254250	68131	75,7007	3,7318	0,9004	0.36	4
345,15	295,1495	339000	61205	68,0059	5,5387	1,3363	0.48	5
333,15	293,1500	423750	53828	59,8088	7,8723	1,8993	0.60	6

Pour $i=w=72, z=50$

E(max)	Tcsmin=Tfsmax [K]	L(max) [m]	DTML [K]	i
0,8572	307,4328	2,1573.10 ⁹	38.6671	72

III.2.2.2 Les graphs:

```

83 - end
84 - plot(L,Tf,'b')
85 - xlabel('longueur [m]');ylabel('Température froid');
86 - hold on ;plot(L,Tc,'r')
87 - legend('Eau indistruel','Dodécane')
88 - title('Les températures en fonction du longueur')

```

Pour avoir une meilleure simulation des graphes on a augmenté le nombre des sections à calculer $z = 1000$.

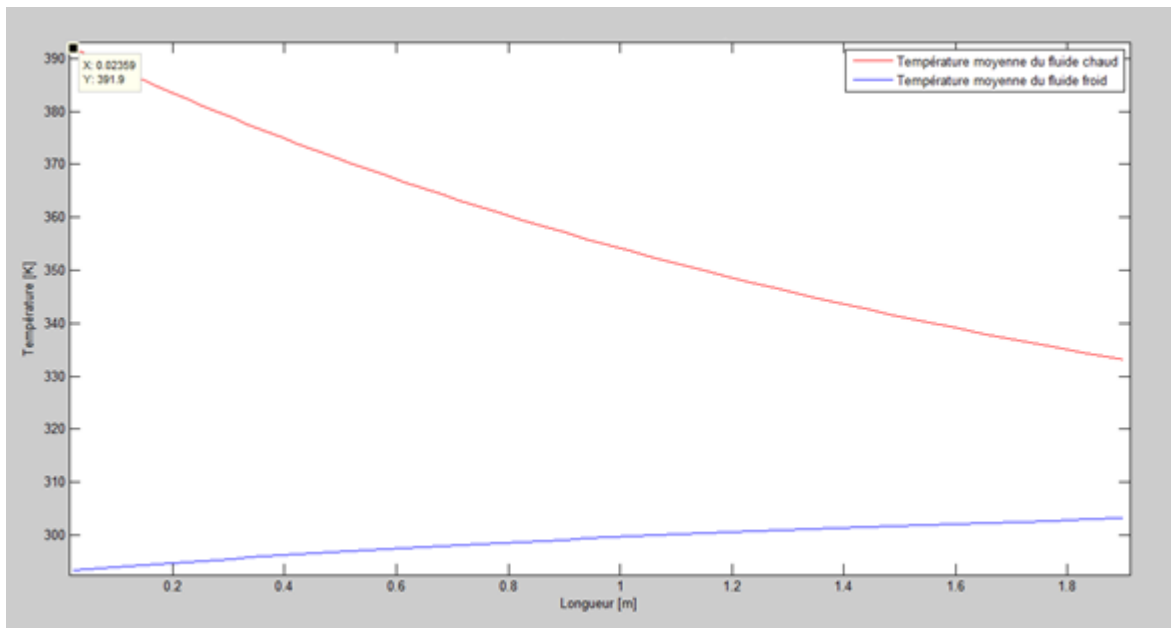


Figure 38. Tf,Tc en fonction de L (écoulement co-courant)

Pour : $z=50$

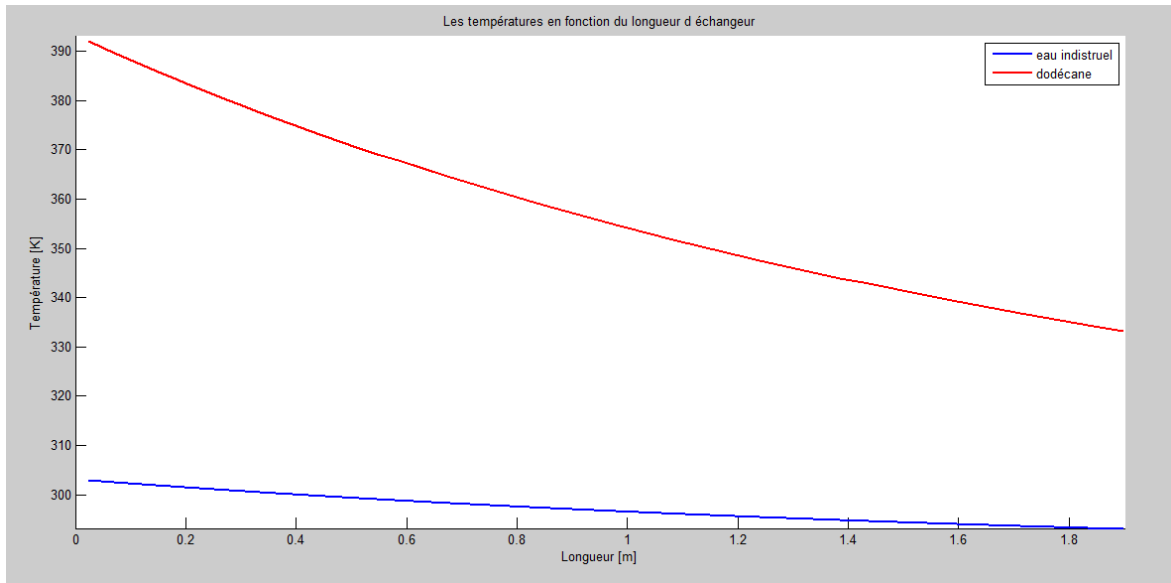


Figure 39. T_c , T_f en fonction de L (contre-courant)

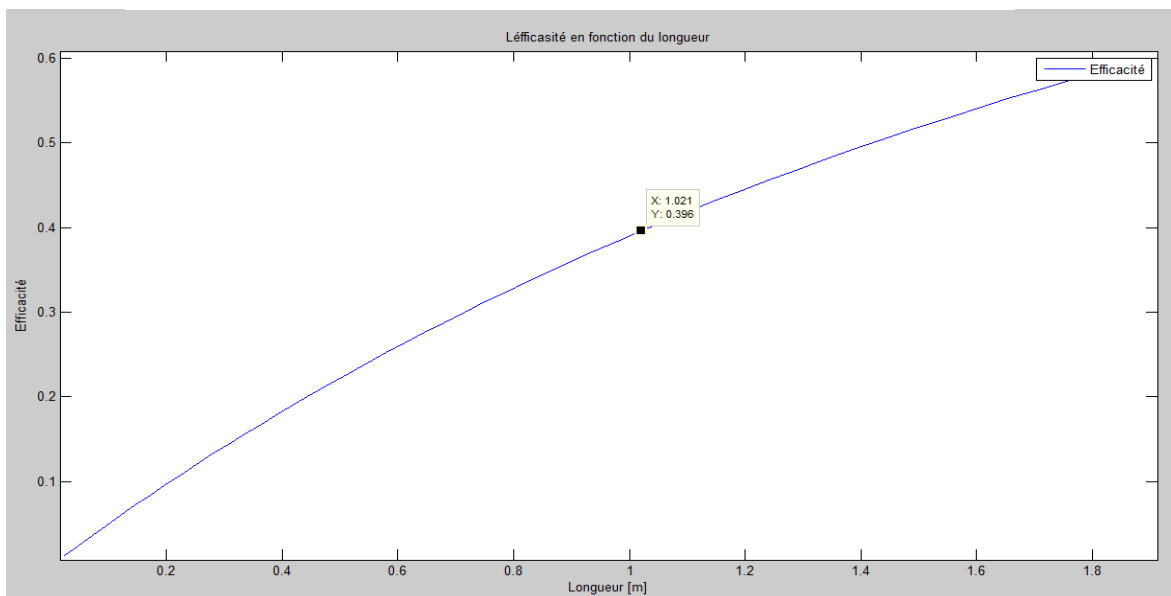


Figure 40. Efficacité en fonction de L

Remarque : $X=L$ [m], $Y=T$ [K]

III.3 Conclusion :

Le but dans ce chapitre était de réaliser une simulation en utilisant un programme Matlab qui calcul et exécute les graphes des paramètres suivants : température, flux de chaleur, densité de flux, longueur, surface d'échange d'un échangeur tubulaire (coaxial, tube

et calandre), co-courant, contre-courant où autres cas de configurations en utilisant la méthode ΔT_{ML} .

Enfin on a calculé l'efficacité maximum possible et les valeurs qui ont une influence sur ce gain.

Conclusions générales :

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre, sans les mélanger. Le flux thermique traverse la surface d'échange qui sépare les fluides une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les 'échange de chaleur.

Le fluide chaud se refroidit au contact du fluide froid et le fluide froid se réchauffe au contact du fluide chaud jusqu'à l'équilibre thermique entre les deux milieux soit obtenue, c'est le principe zéro de la thermodynamique sur lequel le mode opératoire des échangeurs de chaleur est principalement basé, la conception des échangeurs impose en général des compromis pour répondre au mieux à toutes ces contraintes et il convient de toujours terminer la démarche de conception par un calcul de validation.

Pour calculer les différents paramètres d'un échangeur on a plusieurs méthodes et parmi ces méthodes il y'a les méthodes analytiques comme la ΔT_{ML} et NUT ou numériques comme volume fini, dans notre cas on a utilisé la méthode de ΔT_{LM} dans le but de déterminer la température de sortie de chaque fluide, le flux thermique échangé, la surface d'échange et l'efficacité de n'importe quel échangeur tubulaire par l'utilisation d'un logiciel de programmation Matlab.

D'après les graphes, on constate une liaison proportionnelle entre l'efficacité et la longueur de l'échangeur, c'est-à-dire si la longueur augmente l'efficacité augmente, d'autre part une liaison proportionnelle inverse entre les températures des deux fluides chaud et froid (dodécane, l'eau industrielle) selon la longueur d'échangeur.

Alors on peut obtenir une efficacité maximale quand la température des deux fluides chaud et froid ont la même valeur.

Références bibliographiques

- [1]: Zoé MINVIELLE , Nadia CANEY, Patrice CLÉMENT, Philippe BANDELIER , Philippe MARTY, Jean Antoine GRUSS, Claude ROUSSEL ;Echangeur de chaleur , description ; référence internet :Be9516 ; page 2 ;2014.
- [2]: SiteWEB:http://dspace.univ-tlemcen.dz/bitstream/112/5218/4/Chapitre_I_.pdf.
- [3]: SiteWEB:<https://www.factoryfuture.fr/fonctionnement-echangeur-tubulaire/>.
- [4]: SiteWEB:<http://www.thermofin.net/fr/produits/caleos-echangeurs-faisceau-tubulaire/>.
- [5]: SiteWEB:<http://processs.free.fr/Pages/VersionClassique.php?page=4526>.
- [6]: SiteWEB:<https://www.ets.ch/fr/index.php/produits/echangeurs-de-chaleur-a-ailettes>.
- [7]: Patrice CLÉMENT; Echangeur de chaleur, problème de fonctionnement ;référence internet :BE9519,pages 2,3,4.
- [8]: Sophie Mergui ;LICENCE DE MECANIQUE 2EME ANNEE ; TRANSFERTS THERMIQUES.pages 3,4,5,6,7.
- [9]: SiteWEB :http://fuuu.be/polytech/MECAH300/TP/___MECAH300_Nombres_Adimensionnels.pdf
- [10]: André BONTEMPS, Alain GARRIGUE, Charles GOUBIER, Jacques HUETZ, Christophe MARVILLET, Pierre MERCIER et Roland VIDIL ;échangeur de chaleur dimensionnement thermique ;référence internet B2342 ; pages 3,5,6,7,8,9,10,11.
- [11]: André BONTEMPS, Jean-François FOURMIGUÉ ;Echangeurs de chaleur,dimensionnement thermique ;référence internet :BE9517, 2014 ;pages 4,5,6,7.
- [12]: Université M'sila ;Département de génie Mécanique ;option énergétique ; module calcul dimensionnement des échangeurs de chaleur 2016-2017 :Master2,page 7,8,9,10.
- [13]: Site WEB: <http://processs.free.fr/Pages/VersionClassique.php?page=4552>.