

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITE MENTOURI CONSTANTINE
FACULTE DES SCIENCES EXACTES
DEPARTEMENT DE PHYSIQUE**

N° de Série :.....

N° d'ordre :.....

MEMOIRE

PRESENTE POUR OBTENIR LE DIPLOME DE MAGISTER EN PHYSIQUE

SPECIALITE: ENERGETIQUE

OPTION: PHOTOTHERMIQUE

THEME

ETUDE ET OPTIMISATION DES ECHANGEURS DE CHALEUR

Par

BENAYAD NADA

SOUTENUE LE : 21 / 10 / 2008

Devant le jury :

Présidente	:	Mme	A. CHAKER	Prof.	Univ. Mentouri Constantine
Rapporteur	:	Mr	N. BELLEL	M.C	Univ. Mentouri Constantine
Examineurs	:	Mr	M. DJEZZAR	M.C	Univ. Mentouri Constantine
	:	Mr	N. ATTAF	M.C	Univ. Mentouri Constantine

The aim of science is not to open the door to everlasting wisdom, but to set a limit on everlasting error.

Bertolt Brecht

*J*e dédie ce manuscrit à mes chers parents qui m'ont

Encouragé à donner le meilleur de moi-même, et qui m'ont fourni

Les moyens d'être ce que je suis aujourd'hui.

Je le dédie aussi à mes sœurs Hiba et Amira, je leurs souhaite

Une carrière pleine de succès. Que dieu les garde tous.

À tous les êtres chers à mon cœur.

Remerciements

Ce travail a été réalisé au Laboratoire de Physique Energétique, Université Mentouri de Constantine. Ce sujet a été proposé par Monsieur N. BELLEL, Maître de conférences au Département de physique de l'Université Mentouri de Constantine, à qui j'exprime toute ma reconnaissance pour les conseils précieux qu'il m'a prodigués et pour le soutien permanent durant toute la période de la réalisation de ce travail.

J'exprime mes sincères remerciements à Madame A. CHAKER, professeur au Département de physique de l'université Mentouri de Constantine, pour avoir bien voulu prendre ce travail en considération et pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury de soutenance.

Je remercie chaleureusement Monsieur M.DJEZZAR, Maître de conférences au Département de physique de l'université Montouri de Constantine, pour avoir bien voulu accepter de participer à mon jury de thèse.

J'adresse également mes vifs remerciements à Monsieur N. ATTAF Maître de Conférence au Département de physique de l'université Montouri de Constantine, pour avoir bien voulu accepter d'examiner ce travail.

Enfin je remercie toutes les personnes qui m'ont aidée de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.

Nomenclature :

Symbole

unité

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

Lettre grecques

λ	: Conductivité thermique	$W / m.^{\circ}C$
ρ	: Masse volumique	Kg / m^3
μ	: La viscosité dynamique	Kg / ms
Φ	: Flux de chaleur	
W		
ε	: Emissivité thermique du matériau	
ν	: La viscosité cinématique	m^2 / s
σ	: Constante de Stefan	$W / m^2 .K^4$
q	: La densité de flux de chaleur émis par le corps	W / m^2

Indice :

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

SOMMAIRE

NOMENCLATURE

INTRODUCTION. 1

CHAPITRE I : LES DIFFERENTS MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR.

1.1	Modes de transfert thermique.	5
1.1.1	La conduction.	5
1.1.2	La convection	6
1.1.3	Le Rayonnement.	7
1.2	Lois de transmission de la chaleur.	8
1.2.1	La loi de fourrier	8
1.2.2	La loi de Newton	9
1.2.3	La loi de Stefan Boltzmann	10
1.3	Grandeurs thermiques.	10
1.4	Régimes d'écoulement.	14
1.5	Nombre adimensionnel.	14
1.6	Corrélations usuelles en convection forcée.	15

CHAPITRE II : LES CARACTERISTIQUES ET MODELES D'ECHANGEURS DE CHALEUR.

2.1	Échangeur de chaleur.	18
2.1.1	Définition.	18
2.1.2	Principe de fonctionnement.	18
2.1.3	Types de contact.	18
2.1.4	Disposition des écoulements.	19
2.1.5	Distribution des températures.	19
2.2	Différents types d'échange.	20
2.2.1	Classification des échangeurs.	21
2.2.2	Matériaux applicables aux échangeurs de chaleur.	25
2.2.3	Aspects structurels dans la conception des échangeurs.	25
2.3	Synthèses des échangeurs.	26
2.4	Technologie usuelle des échangeurs de chaleur.	28

CHAPITRE III: PROBLEMES LIES AU FONCTIONNEMENT ET VIEILLISSEMENT DES ÉCHANGEURS DE CHALEUR.

3.1	Problèmes de fonctionnement des échangeurs de chaleur.	38
3.1.1	L'encrassement	38
3.1.2	Différents types d'encrassement.	38
3.1.3	Apparition et développement de l'encrassement.	40
3.1.4	Dimensionnement des échangeurs avec prise en compte de l'encrassement.	40
3.1.5	Prévention de l'encrassement pendant les phases de fonctionnement.	40
3.2	La corrosion	42
3.2.1	Processus de dégradation.	42

3.2.2	Différent types de corrosion.	43
3.2.3	Protection contre la corrosion.	43
3.3	La vibration.	44
3.4	Intensification des échangeurs thermiques.	45
3.4.1	Différents techniques d'intensification.	45
3.4.2	Les ailettes	46
3.4.3	Les inserts	46
3.4.4	Les surfaces rugueuses.	46

CHAPITRE IV: BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX.

4.1	Bilan énergétique des échangeurs concentriques.	47
4.1.1	Coefficient d'échange global de transfert.	48
4.1.2	Expression du flux échangé.	49
4.2	Calcul des performances d'un échangeur de chaleur.	51
4.2.1	Fonctionnement à co-courant.	51
4.2.2	Fonctionnement à contre -courant.	58
4.2.3	Efficacité d'un échangeur	65
4.2.4	Profile des températures dans un tube cylindrique.	73
4.2.5	Discrétisation des températures.	79

CHAPITRE V: RESOLUTION ANALYTIQUE ET NUMERIQUE

5.1	Dimensionnement d'un échangeur thermique.	81
5.1.1	Logique de la Phase de dimensionnement.	81
5.2	Principe de calcul thermique d'un échangeur.	82
5.3	Méthodes de calcul analytiques.	83
5.3.1	Principe de calcul.	83
5.3.2	Etude d'un échangeur.	84
5.4	Grandeurs classiques définissant l'échangeur.	84
5.4.1	Méthode de DTLM.	84
5.4.2	Méthode de NUT.	86

CHAPITRE VI : RESULTATS ET DISCUSSION.

6.1	Description du model.	93
6.1.1	Cas de l'échangeur eau-eau.	94
6.1.2	Cas de l'échangeur air-air.	99
6.1.3	Comparaison entre les profiles de températures et puissances des échangeurs eau-eau et air-air	102
6.1.4	Méthodes de calcul (classique et Nut).	104
6.2	Exploitation des résultats.	105
6.2.1	Comparaison des deux modes de circulation (co-courant et contre courant).	105
6.2.2	Remarque générale.	106
6.3	Optimisation des échangeurs de chaleur.	107
6.3.1	Optimisation statique d'échangeurs de chaleur.	107
6.3.2	Quelques contraintes globales.	108
6.3.3	Optimisation dynamique d'échangeurs de chaleur.	108

CONCLUSION	111
ANNEXE	115
BIBLIOGRAPHIE	125

INTRODUCTION

INTRODUCTION

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

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

La transmission de chaleur dans ses appareils est réalisée par:

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

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

Les processus de transfert présentent une réciprocité : convection (1), conduction (paroi), convection (2). Le flux de chaleur échangé s'exprime par le produit d'une conductance globale constante ou non le long de l'échangeur, et de la différence entre les températures moyennes T_1 et T_2 des fluides.

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

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

Dans le premier chapitre nous exposerons une étude théorique des différents modes de transferts thermiques.

Dans les deuxième et troisième chapitre une étude sur la bibliographie et les différents problèmes liés au fonctionnement et vieillissement des différents types d'échangeurs a été synthétisée.

Dans le quatrième chapitre nous avons établie le bilan énergétique des

échangeurs cylindriques coaxiaux pour deux fluides circulant en courant co-courant et contre courant.

Dans le cinquième et sixième chapitre nous présentons une étude numérique dans les cas d'écoulements à co-courant et contre courant à savoir le dimensionnement et résolution numérique mettant à profit les profils des températures sur toute la longueur des échangeurs.

Les résultats obtenus ont été présentés par des courbes analysées et commentées. L'exploitation des ces résultats et leurs discussions nous mènent à proposer quelques perspectives et finaliser ce travail par une conclusion.

Chapitre I:
LES
DIFFERENTS
MODES DE
TRANSFERT DE
CHALEUR

Dans ce chapitre, nous présentons un certain nombre de définitions et théories relatives aux différents modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement).

Introduction:

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre.

La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final [1].

Lorsque la température d'un corps diffère de celle de son environnement, il se produit spontanément entre eux des échanges d'énergie thermique (en abrégé, échanges thermiques). ceux-ci tendent à établir un équilibre tel que le ou les corps les plus chauds se refroidissent et les plus froids se réchauffent.

L'expérience montre que deux corps isolés de l'ambiance et à température différentes échangent une énergie sous forme de chaleur jusqu'à disparition complète de leur différence de température). Cet échange peut se faire de trois façons différentes :

Par conduction ;

Par convection ;

Par rayonnement.

Il faut ajouter que, dans la pratique, il est rare qu'une situation particulière ne concerne qu'un seul mode; le plus souvent, deux sinon trois modes entrent en jeu. En réalité tout échange thermique s'effectue simultanément sous ces trois formes mais, généralement, l'une d'elles est prédominante et les autres peuvent être négligées.

Dans notre cas, nous nous intéresserons particulièrement à la convection et plus particulièrement à la convection forcée.

Le transfert d'énergie thermique est encore effectué très efficacement en tirant parti de changements d'état d'un fluide bien choisi: l'évaporation, la liquéfaction et la condensation, etc... [2].

1.1 Modes de transfert thermique :

1.1.1 Conduction :

La conduction est définie comme étant le mode de transmission de la chaleur provoquée par la différence de température entre deux régions d'un milieu solide, liquide ou gazeux, ou encore entre deux milieux en contact physique; le milieu n'est le siège d'aucun mouvement macroscopique interne (sans déplacement appréciable des particules de ce corps).

Elle se fait par interaction directe des particules voisines et agitation (transfert de mouvement de molécule à molécule), C'est un transfert lent.

(La conduction se fait dans les solides et les fluides fixes (au repos)).

Exemple : propagation de la chaleur dans une paroi entre l'intérieur de bâtiment chauffé et l'extérieur.

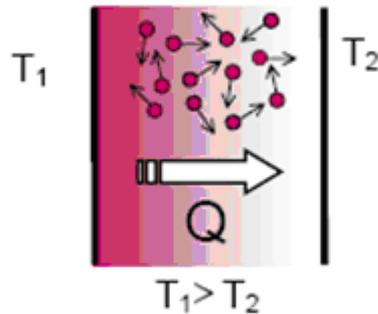


Figure 1.1- La conduction.

Applications :

Le transfert de chaleur par conduction caractérise tous les transferts de chaleur qui s'effectuent dans les parois séparant deux corps à des températures différentes. C'est le cas des surfaces d'échange des échangeurs de chaleur, mais c'est aussi celui des murs et vitrages d'un bâtiment des cuves contenant des liquides chauds ou froids, des parois des fours, etc... [3, 4, 5, 6,7].

1.1.2 Convection :

C'est un transfert de chaleur dans la matière avec mouvement macroscopique de la matière. Ce type de transfert n'intervient que pour les liquides et les gaz (C'est le fluide en mouvement qui transporte de la chaleur) ; elle caractérise la propagation de la chaleur dans un fluide, gaz ou liquide, dont les molécules sont en mouvement.

On distingue deux types de convection :

La convection forcée : le mouvement du milieu est engendré par un dispositif externe (le vent, un ventilateur, ...)

Exemple : refroidissement d'un bâtiment sous l'effet du vent.

La convection naturelle : le mouvement du fluide est engendré par les variations de densité causées par les variations de température au sein du fluide. C'est un mode de transfert rapide en général.

Exemple: mouvement de la vapeur au-dessus d'une tasse de café, principe du convecteur.

- ❖ La combinaison de ces deux types fondamentaux de convection est dite la convection Mixte causée à la fois par des différences de pression et de température.

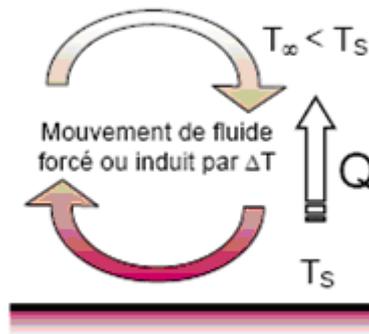


Figure 1.2- La convection.

Applications :

Les applications du transfert de chaleur par convection sont beaucoup trop nombreuses pour que l'on puisse envisager de les citer toutes.

Elles interviennent chaque fois que l'on chauffe ou que l'on refroidit un liquide ou un gaz, qu'il s'agisse de faire bouillir de l'eau dans une casserole, du radiateur de chauffage central, du radiateur associé au moteur d'une voiture ou de l'échangeur dans un procédé, évaporateur ou condenseur.

La convection s'applique même si la surface d'échange n'est pas matérialisée par une paroi, ce qui est le cas des condenseurs par mélange ou des réfrigérants atmosphériques, voire des sècheurs à air chaud. ... [3, 4, 5, 6,7].

1.1.3 Rayonnement

C'est l'échange de chaleur entre deux parois séparées par un milieu transparent ou semi transparent. Les matériaux ont la propriété d'absorber ou d'émettre des photons (ou des quantités d'énergie). L'énergie emportée par le photon est prélevée sur l'état d'énergie du corps et réciproquement l'énergie d'un photon absorbé est souvent transformée en chaleur. Cette propriété d'émission dépend donc de la température du milieu. Il s'agit d'un transfert à distance quasi-instantané sans nécessité de support matériel. Donc :

Dans la transmission de chaleur par rayonnement, le transfert thermique s'effectue par des vibrations électromagnétiques entre deux surfaces (même dans le Vide). Sans aucun contact entre eux, par le déplacement d'ondes dans l'espace qui se propagent en ligne droite sans aucun support de matière.

Finalement, on distingue dans ce mode de transfert trois phénomènes :

- Emission
- Propagation
- Absorption

Nous avons :

Le rayonnement thermique concerne les longueurs d'ondes comprises entre $100 \mu m$ et $0,01 \mu m$ et va de l'infrarouge à l'ultraviolet en couvrant le visible.

Le rayonnement diélectrique concerne les fréquences hertziennes et les longueurs d'ondes comprises entre 100 m et 0,01 m.

Exemple : réchauffement d'un mur par le rayonnement solaire le jour, et chaleur émise par le mur la nuit... [3].

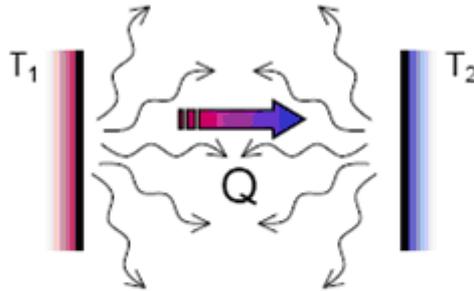


Figure 1.3- Le rayonnement.

Applications :

Le rayonnement infrarouge : est appliqué dans de très nombreux procédés industriels. Son action sur la matière est essentiellement thermique et les applications principales concernent :

- Le séchage (papiers, cartons, textiles, etc.) ;
- La cuisson (teintures, apprêts, enductions...)
- Le chauffage (avant formage de matériaux divers, traitements thermiques, soudage, chauffage de postes de travail...)
- Les polymérisations (encres, revêtements, emballages...)
- La stérilisation (flacons pharmaceutiques, produits alimentaires divers...).

Le rayonnement ultraviolet : est constitué de photons dont l'énergie est de l'ordre de grandeur de l'énergie des liaisons atomiques. Ceux-ci agissent sur la matière par déplacement des électrons vers des niveaux énergétiques supérieurs. Lorsque la matière soumise au rayonnement y est sensible, il s'y produit des réactions chimiques. [4].

1.2 Loi de transmission de la chaleur :

1.2.1 La loi de Fourier :

Conduction :

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier :
La densité de flux est proportionnelle au gradient de température
Fourier a donné (1822) une loi phénoménologique qui s'exprime comme suit :

Loi de Fourier :

$$\Phi = -\lambda S \nabla T$$

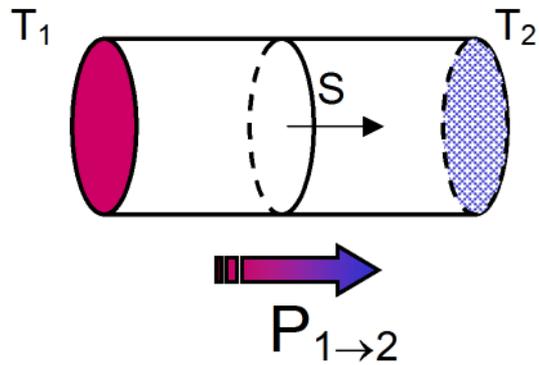


Figure 1.4- La loi de Fourier.

Φ : flux de chaleur (en w).

λ : coefficient de conductivité thermique ($w.m^{-1}.K^{-1}$).

S : surface d'échange en (m^2).

T : Température (en °k).

1.2.2 La loi de Newton :

Convection :

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

La loi de Newton pour la convection est :

$$Q = h.S.(T_p - T_f)$$

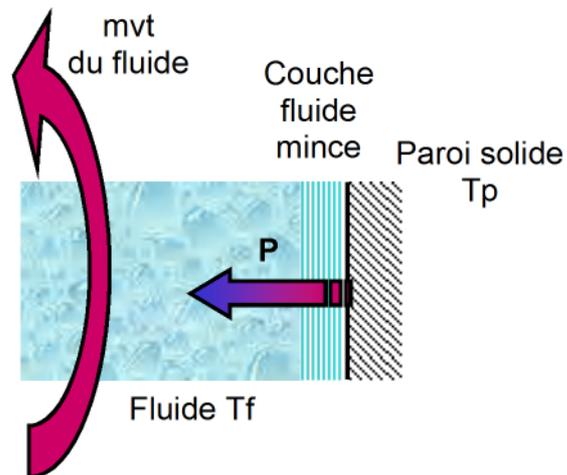


Figure 1.5-La loi de Newton.

Où :

Q : Le flux échangé par convection (en w).

h : Coefficient de convection (en $w/m^2.deg$)

S : Surface de la paroi en contact avec le fluide (en m^2)

T_p : Température de la paroi solide (en k)

T_f : Température du fluide (en k)

1.2.3 La loi de Stefan Boltzmann :

La loi de Stefan Boltzmann : pour le rayonnement s'énonce comme suit:

$$q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

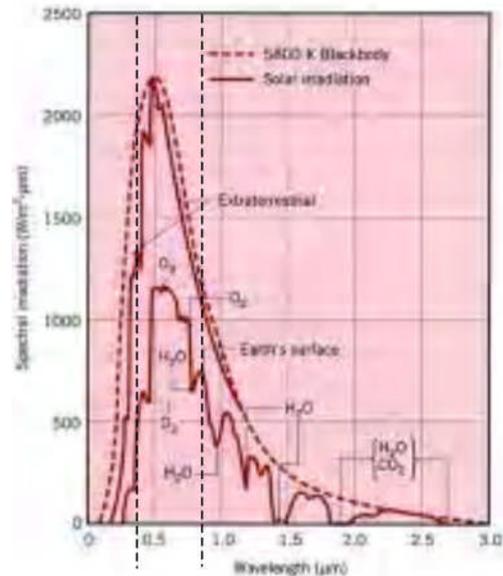


Figure 1.6-La loi de Stefan Boltzmann.

Où:

q : La densité de flux de chaleur émis par le corps (en w/m²)

ε : Émissivité thermique du matériau (facteur adimensionnel)

σ Constante de Stefan (en w/m².k⁴, évalué à $5,6 \cdot 10^{-8} \cdot k^4$)

T : Température du corps (en K) [8].

1.3 Grandeurs thermiques :

Ces définitions permettent d'expliquer avec succès les phénomènes de transfert de chaleur d'un corps à l'autre, et plus généralement de conservation de la chaleur dans des systèmes isolés.

Pour une quantité de matière donnée, l'apport d'une quantité de chaleur (énergie) induit un changement de sa température ou un changement d'état de la matière. La distinction entre ces deux phénomènes permet de distinguer deux formes de chaleur, la chaleur sensible et la chaleur latente. La température quant à elle est une grandeur physique qui caractérise un niveau d'énergie de la matière. Ces différentes notions sont explicitées ci-après.

La température :

C'est la traduction à l'échelle macroscopique d'un état énergétique de la matière à l'échelle microscopique.

À savoir :

Pour les solides : c'est l'état de vibration des atomes à l'intérieur d'un Réseau cristallin ou de mouvement d'électrons pour les matériaux qui ont la faculté d'échanger des électrons (les métaux par exemple) ;

Pour les fluides : c'est l'état d'agitation des molécules. La température s'exprime en degrés Kelvin (K) ou Celsius (C).

L'unité de température thermodynamique (le kelvin) est définie à partir de la valeur assignée au point triple de l'eau, 273,16°K (ou 0.01 °c) une définition de la température absolue d'un corps : elle est mesurée en kelvin = zéro kelvin = -273.15 degrés Celsius (environ) [3].

Champ de température :

En tout point de l'espace où se trouve de la matière, on définit une fonction scalaire Température, $T(x, y, z, t)$, fonction des coordonnées du point ainsi que du temps. L'ensemble des valeurs instantanées de la température dans tout l'espace est appelé « champ de température » [9].

Régime d'écoulement :

Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température : $T = f(x, y, z, t)$. La valeur instantanée de la température en tout points de l'espace est un scalaire appelé champ de température.

Nous distinguerons deux cas :

- Champ de température indépendant du temps : le régime est dit permanent ou stationnaire.
- Evolution du champ de température avec le temps : le régime est dit variable ou instationnaire [9,10].

Surface isotherme :

L'ensemble des points ayant, à un instant donné, la même température est appelée « surface isotherme ». par ailleurs, en tout point de l'espace et à tout instant, nous pouvons écrire la variation élémentaire de température dans une direction quelconque \vec{dM} sous la forme :

$$dT = \overrightarrow{gradT} \cdot \vec{dM}$$

Si le déplacement élémentaire \vec{dM} s'effectue sur une surface isotherme $dT = \overrightarrow{gradT} \cdot \vec{dM} = 0$. Il en résulte que le gradient de température en chaque point d'une surface isotherme A est normal à cette surface, nous pouvons donc écrire,

$$\overrightarrow{\nabla T} = \overrightarrow{gradT} = \vec{n} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) \text{ Surface isotherme [9,10].}$$

La chaleur :

Est encore plus difficile à définir. Mais la thermodynamique donne un sens à la notion de chaleur:

" Il s'agit de la quantité d'énergie échangée par un système, avec un autre système ou le milieu extérieur ".

Flux de chaleur:

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température par conduction des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur [1].

$$q = \frac{dQ}{dt}$$

Propriétés thermo physiques des matériaux:

Les échanges thermiques par conduction sont caractérisés essentiellement par trois propriétés thermo physiques des matériaux qui sont liées entre elles :

La conductivité thermique caractérise l'aptitude du matériau à transmettre la chaleur ;

La diffusivité thermique caractérise la vitesse de propagation de la chaleur dans le matériau ;

La capacité thermique massique caractérise l'aptitude du matériau à emmagasiner de la chaleur.

La chaleur sensible:

Lorsque un corps qui reçoit ou cède de la chaleur s'échauffe ou se refroidit sans changer d'état, on parle alors de chaleur sensible. La variation de température T que va subir un corps de masse m est reliée à la quantité de chaleur Q par le coefficient de proportionnalité c_p (chaleur spécifique, ou capacité calorifique) [3].

La chaleur spécifique :

Par définition, la chaleur spécifique c_p correspond à la quantité de chaleur qu'il faut fournir à un matériau de masse donnée pour que sa température s'élève d'un degré. C'est-à-dire :

La quantité de chaleur échangée entre deux corps respectivement au température T_1 et T_2 ($T_1 > T_2$) s'exprime par :

$$C_p = \frac{1}{m} \frac{dQ}{dT}$$

Chaleur latente :

On parle de chaleur latente lorsque le corps qui reçoit ou cède de la chaleur l'utilise pour changer d'état, sans que sa température ne varie.

La quantité de chaleur qu'il faut fournir à un matériau de masse m donnée pour que, à

Température constante, celui-ci change d'état (solide -> liquide; liquide -> gaz) est donnée par : $Q = m.L$ où L est le coefficient de chaleur Latente.

On parle alors de "transformation isotherme" car la température du système reste

Constante pendant tout le processus d'échange de chaleur [3].

Conductivité thermique:

La conductivité thermique est une grandeur physique caractérisant le comportement des matériaux lors du par conduction. Cette constante apparaît par exemple dans la loi de Fourier Elle représente la quantité de chaleur transférée par unité de surface et par une unité de temps sous un gradient de température.

La conductivité thermique est exprimée en watts par mètre, ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) où :

Le watt est l'unité de puissance

Le mètre est l'unité de longueur

Le kelvin est l'unité de température

La conductivité dépend principalement de :

La nature du matériau,

La température.

D'autres paramètres comme l'humidité, la pression intervient également.

La conductivité thermique évolue avec la température.

Donc :

La conductivité thermique caractérise l'aptitude du matériau à transmettre la chaleur.

Mathématiquement, la conductivité thermique λ peut donc s'écrire : [9].

Résistance thermique (ANALOGIE ELECTRIQUE):

La loi de Weidman et Franz énonce que le rapport des conductivités thermique et électrique est le même pour tous les métaux à température donnée.

La loi de Fourier peut être considérée comme complètement analogue à la loi d'Ohm :

Thermique			électricité	
Loi de Fourier	$T = -(L/\lambda.S).P$	α	$V = R.I$	Loi d'Ohm
conductivité thermique	$\lambda(T)$	α	$\mu(T)$	conductivité électrique
température	T	α	V	potentiel électrique
puissance thermique	P	α	I	Intensité de courant
Résistance thermique	$L/\lambda.S$	α	R	Résistance électrique

Figure 1.7- Résistance thermique analogie électrique.

Résistance de contact :

Le contact entre deux solides n'est uniforme qu'à une échelle macroscopique. A un niveau plus local, par exemple à l'échelle des rugosités le contact est discontinu. Cette discontinuité de conductivité thermique au niveau de la section 2 Engendre une discontinuité dans le profil de température : T2A - T2B. On peut modéliser le phénomène ci-dessous en introduisant une résistance de contact R_C définie par la relation suivante :

$$R_c = 1/h_c$$

Où h_c est le coefficient d'échange thermique entre les solides A et B, le flux de chaleur étant transmis par conduction dans l'air piégé dans les interstices de la section 2 et par rayonnement.

1.4 Régimes d'écoulement :

L'expérience de REYNOLDS relative à un écoulement dans une conduite cylindrique met en évidence deux régimes d'écoulement et un paramètre caractéristique du phénomène.

Pour les faibles débits l'écoulement est dit laminaire. Et turbulent pour les débits importants. Le débit d'écoulement se caractérise par le nombre de REYNOLDS.

Régime laminaire :

Les filets fluides sont parallèles, les échanges s'effectuent entre les couches qui sont d'origine moléculaire (conduction).

L'écoulement reste laminaire tant que le nombre de REYNOLDS reste inférieur à 2300.

Régime turbulent :

L'écoulement est perturbé, le mouvement des particules fluides est aléatoire et tridimensionnel. Le régime d'écoulement est considéré comme turbulent si le nombre de REYNOLDS atteint ou dépasse 10000.

Le régime correspondant au nombre de REYNOLDS compris entre 2300 et 10000 est dit transitoire [11].

1.5 Nombre adimensionnel :

D'après la loi de NEWTON pour la convection on a le flux de chaleur qui se détermine par :

$$Q = h.S.\Delta T$$

Q : Flux de chaleur.

h : Coefficient d'échange global.

S : Surface d'échange.

ΔT : L'écart de température.

Mais, en réalité cette équation est plus complexe, puisque le coefficient d'échange convective h est en fonction de plusieurs paramètres ; la géométrie, le profil, la vitesse, la température, l'écoulement, ...etc. et qui implique beaucoup d'expérience pour déterminer l'influence de chacune de ces paramètres.

La complexité des phénomènes de convection rend nécessaire l'utilisation des techniques générales permettant de limiter le nombre des paramètres influents.

Après analyse adimensionnelle et similitude faites, on est parvenu à minimiser ces paramètres en un plus petit nombre de regroupement adimensionnel ci-dessous.

Le nombre de Reynolds :

Le nombre de REYNOLDS est le rapport des forces d'inertie au forces de viscosité donner par la formule :

$$Re = \frac{\rho.V.L}{\mu} = \frac{V.L}{\nu}$$

ρ : Masse volumique en $[Kg/m^3]$.

μ : La viscosité dynamique en $[Kg/m s]$.

ν : Viscosité cinématique en $[m^2/s]$.

V : Vitesse moyenne du fluide en $[m/s]$.

L : longueur caractéristique en $[m]$.

Le nombre de Prandtl :

C'est le rapport de la diffusivité de la matière à la diffusivité thermique donner par :

$$Pr = \frac{\mu.C_p}{\lambda}$$

c_p : Chaleur massique en [j/kg°k].

λ : Conductivité thermique en [w/m°k].

Le nombre de pecllet :

C'est le rapport de transfert de chaleur par convection au transfert de chaleur par conduction donner par :

$$Pe = Re.Pr$$

Le nombre de Nusselt :

Il représente la quantité de chaleur échangée par la convection à la quantité de chaleur par conduction.

$$Nu = \frac{h.L}{\lambda}$$

h : Le coefficient d'échange convectif en [w/m²°k] [3].

1.6 Corrélations usuelles en convection forcée :

Ecoulement à l'intérieur du tube

Régime laminaire :

- HAUSSEN

$$Nu = 3.66 \frac{0.0668(Re.Pr.d/L)}{1 + 0.04(Re.Pr.d/L)^{2/3}} \left(\frac{\mu_\alpha}{\mu_p} \right)^{0.14}$$

- SIEDER ET STATE

$$Nu = 1.86.(Re.Pr)^{1/3} (d/L)^{1/3} \left(\frac{\mu_\alpha}{\mu_p} \right)^{0.14}$$

- KAYS

Pour les gaz (Pr=0.7)

$$Re.Pr.d/l < 100$$

$$Nu = 3.66 + \frac{0.014.(Re.Pr.d/L)}{1 + 0.016.(Re.Pr.d/L)^{0.8}}$$

Régime turbulent :

COLBURN

$$Nu = 0.023 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re^{0.8}$$

MAC-ADAMS

$$Nu = 0.023 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re^{\frac{4}{5}} \cdot [1 + (d/L)^{0.7}]$$

GNIELINSKI

Pour les écoulement transitoire et turbulents

$$Nu = \frac{\Omega}{8} \cdot \frac{(Re - 10^3) \cdot Pr}{1 + 12.7(\Omega/8)^{0.5} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \cdot [1 + (d/L)^{\frac{2}{3}}]$$

Ω : Coefficient de **DARCY** tel que :

$$\Omega = 0.3164 \cdot Re^{-0.3} \quad 2300 < Re < 10^5$$

$$\Omega = 0.0054 + 0.3964 \cdot Re^{-0.3} \quad 10^5 < Re < 10^6$$

Écoulement à l'extérieur du tube

- tubes plats quinconces, ailettes planes

$$Nu = 0.425 \cdot Re^{0.50} \quad Re > 1500$$

$$Nu = 0.10 \cdot Re^{0.70} \quad Re < 1500$$

- tubes plats intercalaires à persiennes

$$Nu = 0.26 \cdot Re^{0.62}$$

- tubes ronds alignés, ailettes planes

$$Nu = 0.26 \cdot Re^{0.85} \quad Re > 1500$$

$$Nu = 0.142 \cdot Re^{0.6} \quad Re < 1500 \quad [1,37].$$

Chapitre II:
LES CARACTERISTIQUES
ET MODELES
D' ECHANGEURS DE
CHALEUR

2.1 Echangeur de chaleur :

2.1.1 Définition :

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides sans se mélanger.

Dans un échangeur thermique, le fluide chaud et le fluide froid sont séparés par une paroi (plane ou tubulaire).

La transmission de la chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid.

Les fluides, chauffant et chauffé sont des fluides caloporteurs.

Le fluide caloporteur est un fluide à l'état liquide qui est utilisé sans changement de phase pour le transfert d'un lieu à un autre une certaine quantité de chaleur générée par des moyens étranges. Il est caractérisé par sa chaleur massique C_p , étant donné que la puissance d'échange thermique Q est proportionnelle à la chaleur massique. Ce qui implique le choix de l'eau :

$$[12]. \quad \begin{aligned} C_{p \text{ eau}} &= 1 \text{Kcal.Kg}^{-1}.\text{°K}^{-1} \\ C_{p \text{ air}} &= 0.25 \text{Kcal.Kg}^{-1}.\text{°K}^{-1} \end{aligned}$$

Dans le domaine des échangeurs de chaleur les résistances thermiques par conduction et par rayonnement sont souvent négligées devant la résistance convective globale des deux fluides. La majorité des échangeurs existant fonctionnent à une température à 600 °C [13]

Remarque :

Etant donné que la majorité des échangeurs de chaleur utilisés sont à surface d'échange c-à-d les deux fluides sont séparés par une paroi, ces deux fluides peuvent être soit deux liquides, soit deux gaz ou vapeurs, soit un liquide et un gaz en outre, l'échange de chaleur dans l'appareil se fait soit sans changement d'état (l'appareil est alors un simple échangeur), soit avec changement d'état (l'appareil est alors selon le cas, un condenseur ou un évaporateur ou un cristalliseur) aussi bouilleurs, en absence de la paroi séparatrice, il y a mélange direct entre les deux fluides (échangeur mélangeur). dans ce cas, les deux fluides sont de la même nature ou non miscible. Un échangeur est rarement constitué d'un seul tube, en général, on a une multitude d'éléments (un ensemble de tubes ou de plaques, etc...) [2,13]

2.1.2 Principe de fonctionnement :

Dans un échangeur, la chaleur est transmise d'un fluide à un autre. Le même fluide peut être conservé son état physique (liquide ou gazeux) ou se présenter successivement sous les deux phases (cas des condenseurs et des vaporiseurs) [8].

2.1.3 Types de contact:

Échangeurs à contact direct : Le type le plus simple comprend un récipient (ou canalisation) dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale.

Exemples :

- les réchauffeurs d'eau (injection de vapeur d'eau sous pression).
- les dé réchauffeurs industriels et les condenseurs à injection (centrale thermique).

Échangeurs à contact indirect : En principe, pour les échangeurs les plus répandus dans l'industrie, les deux fluides, désignés par 1 et 2, s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison, à faible inertie thermique. La chaleur que le fluide 1 cède à la paroi, par convection le long de la surface de contact, traverse l'épaisseur de la paroi par conduction et est cédée au fluide 2 par convection le long de l'autre face.

Les processus de transfert présentent une réciprocity: convection (1) conduction (paroi), convection (2). le flux de chaleur échangé s'exprime par le produit d'une conductance globale constante le long de l'échangeur, et de la différence entre les températures moyennes T_1 et T_2 des fluides [8].

2.1.4 Disposition des écoulements :

Ce classement est réalisé à partir de la géométrie de l'échangeur et du sens relatif de l'écoulement des deux fluides. Dans ce qui suit, on représente uniquement les circulation des fluides les plus souvent rencontrés.

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

Ou bien les vecteurs vitesses des écoulements sont approximativement parallèles :

S'ils sont de même sens les écoulements sont « co-courant ».

S'ils sont de sens contraire, les écoulements sont « à contre-courant ».

Ou bien les vecteurs vitesses sont en moyenne perpendiculaire l'un à l'autre ; il s'agit cette fois de « courant croisés » [14].

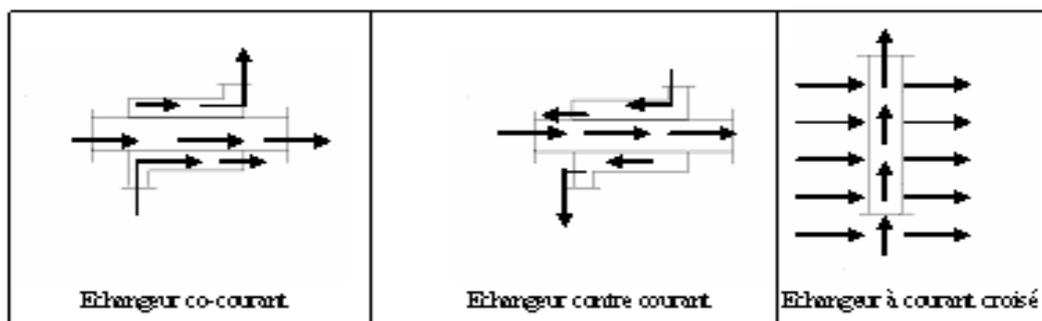


Figure 2.1- Différent modes de circulation.

2.1.5 Distribution des températures:

Les températures des fluides pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur,

à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase, auquel cas sa température reste constante. Les figures donnent l'allure de quelques distributions de températures des échangeurs très simple. On a porté en abscisses l'aire de la surface d'échange, variant depuis zéro, à l'entrée de l'appareil (extrémité où rentre le fluide chaud), jusqu'à sa valeur totale s , à la sortie du fluide chaud. Les températures sont repérées à l'aide d'indices e signifiant entrée et s sortie, c désignent le fluide chaud et f le fluide froid [2].

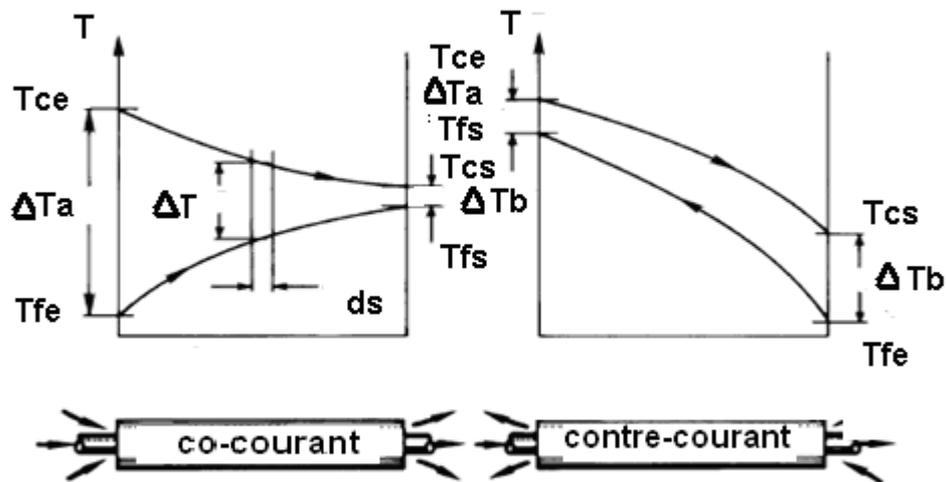


Figure 2.2-Distribution des températures dans des échangeurs à un seul passage (Type double tube).

- On remarque en particulier sur ces figures que :
 - dans un échangeur à contre courant, la température de sortie du fluide « le plus froid » peut être supérieure à celle de sortie du fluide « le plus chaud », cette disposition étant l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

2.2 Différents types d'échange:

Les échangeurs de chaleur sont **diphasiques** ou **monophasique**.

Échange sans changement de phase :

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

Parmi ces échangeurs on cite les échangeurs : (liquide –liquide, gaz -liquide et gaz -gaz...)

Échange avec changement de phase:

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

1- l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise. Ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques installées en cascade. Ces sont **les évaporateurs - condenseurs**.

2- le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés **évaporateurs**.

3- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état. A titre d'exemple; ce cas est rencontré dans **les condenseurs** des machines frigorifiques [13].

2.2.1 Classification des échangeurs:

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés de multiple façons, ainsi dans ce qui suit, on ne cite que les groupes qui nous paraissent importants.

Classification selon leurs procédés de transfert thermique → selon leurs procédés de transfert, les échangeurs de chaleur sont classés en deux types: à contact direct et à contact indirect.

Classification selon la compacte de surface → Cette autre classification, arbitraire, se base sur le rapport de l'aire la surface d'échange au volume de l'échangeur et se divise en deux :

Échangeurs compact et non-compact.

Cette classification est faite parce que la forme physique des échangeurs, les applications et les techniques différent.

Classification selon le nombre de fluide

Classification selon le sens de l'écoulement

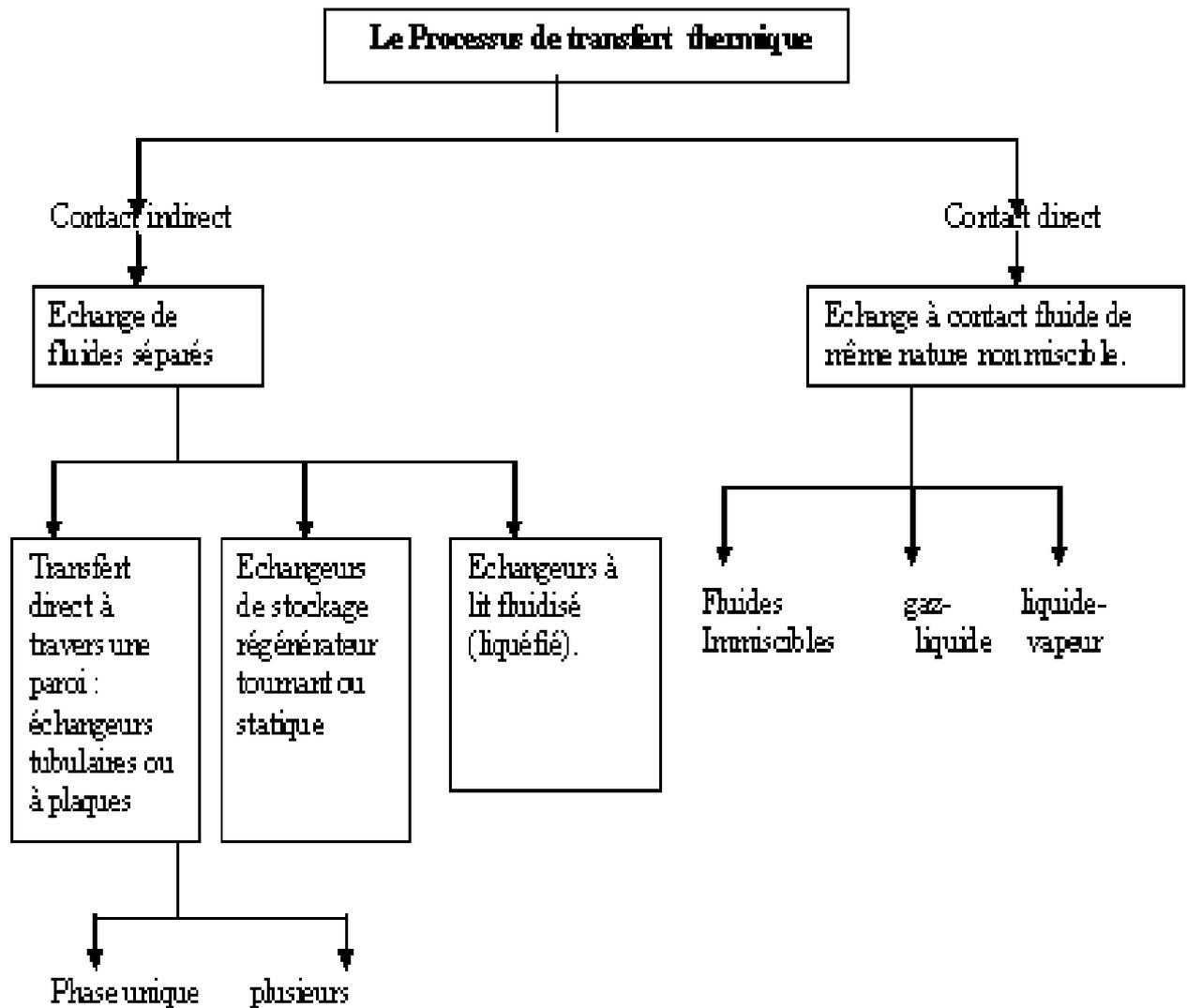
Classification suivant la construction

Classification suivant le mécanisme de transfert de chaleur

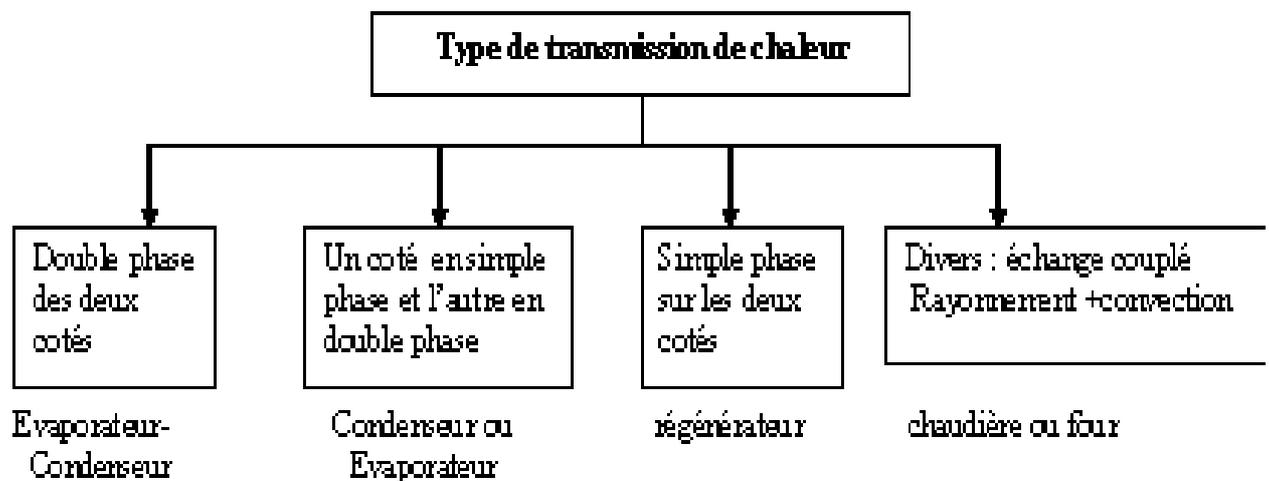
Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange → les échangeurs métalliques : en acier, cuivre, aluminium,...

Les échangeurs non métalliques : en plastique, céramique,...

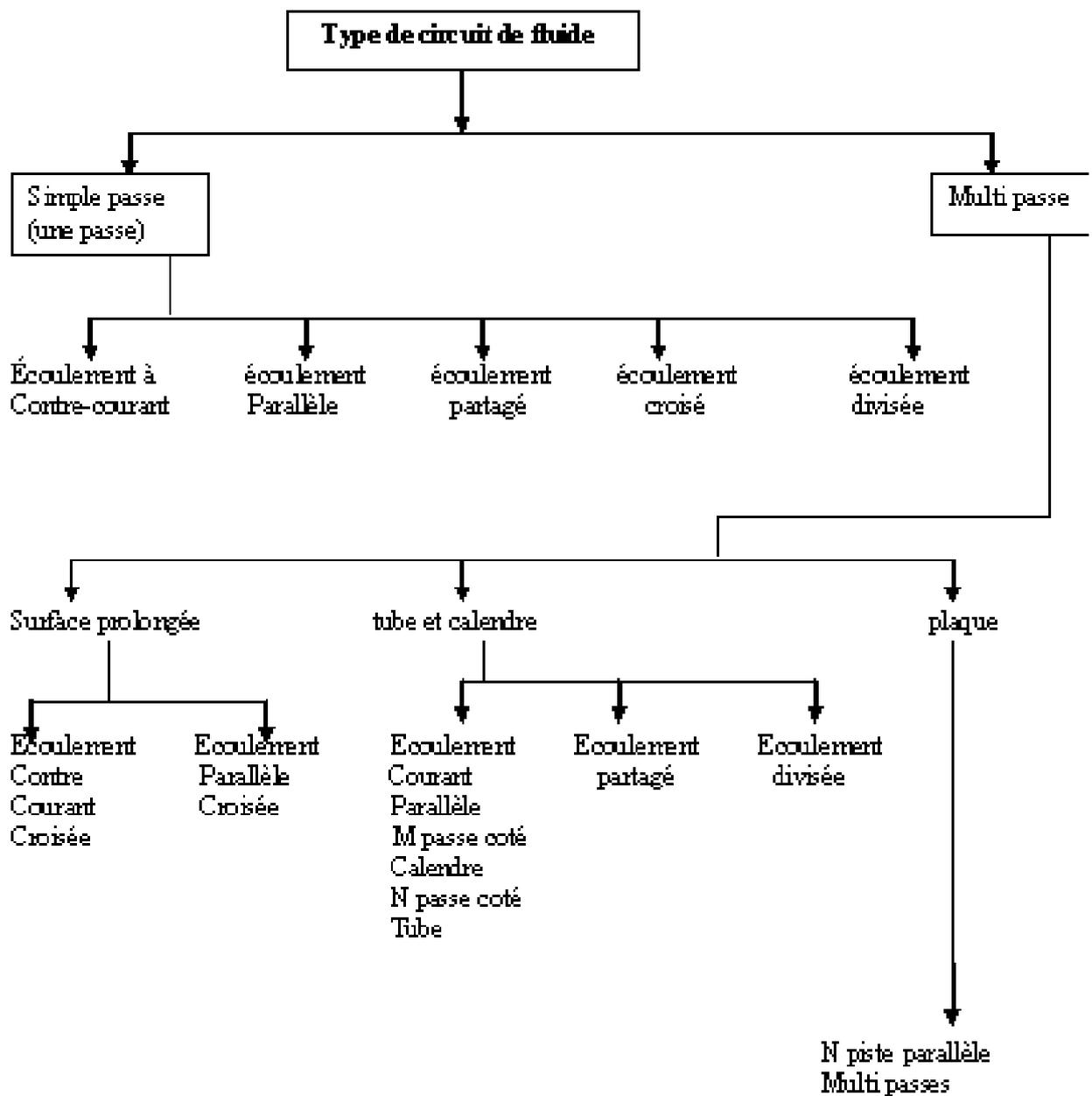
1 - Classification suivant le processus de transfert thermique :



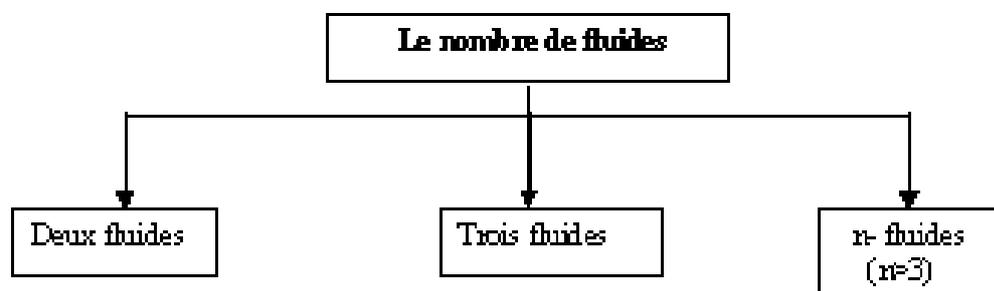
2 - Classification selon le mécanisme de transfert de chaleur :



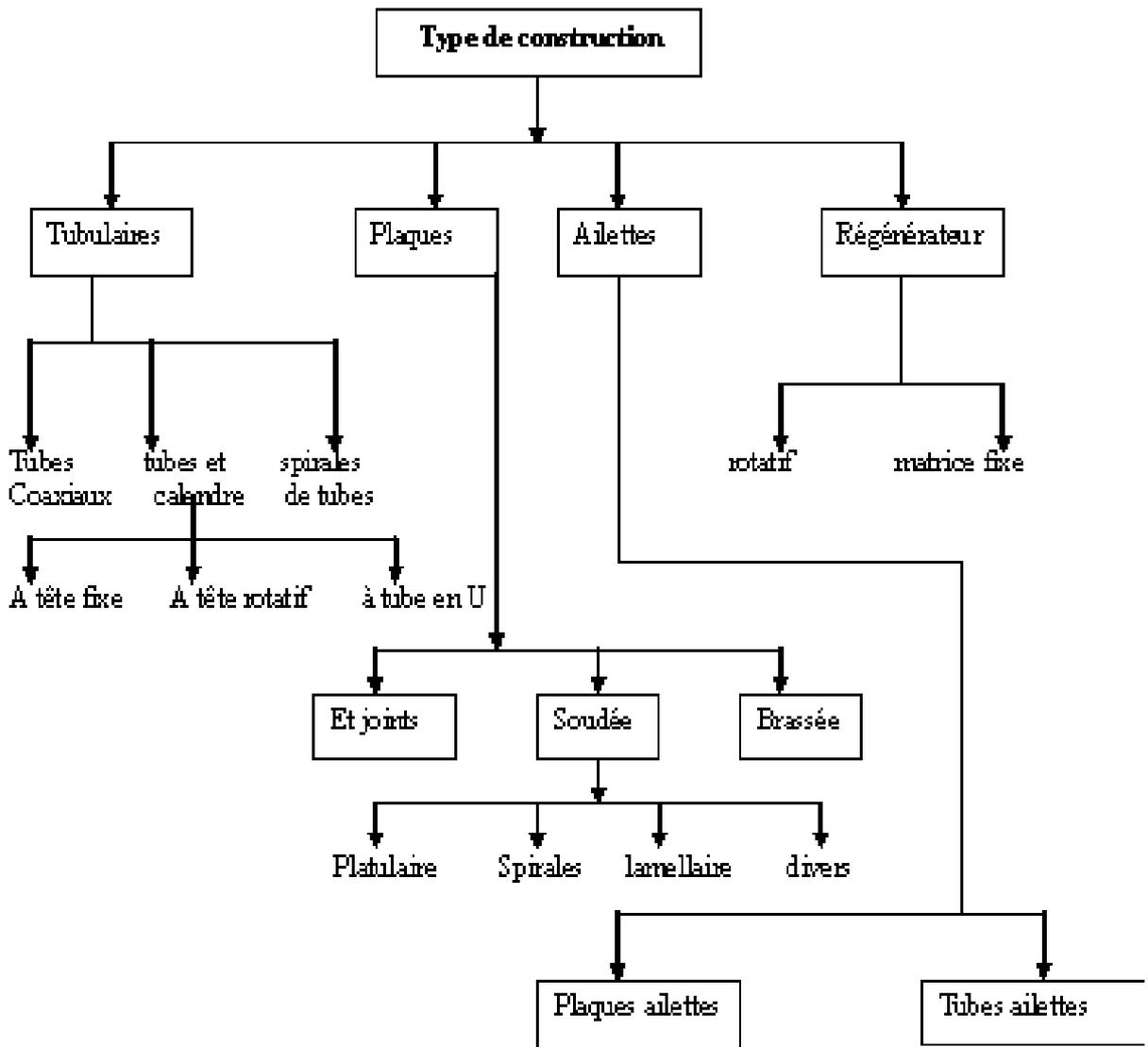
3 - Classification selon le mode de transfert :



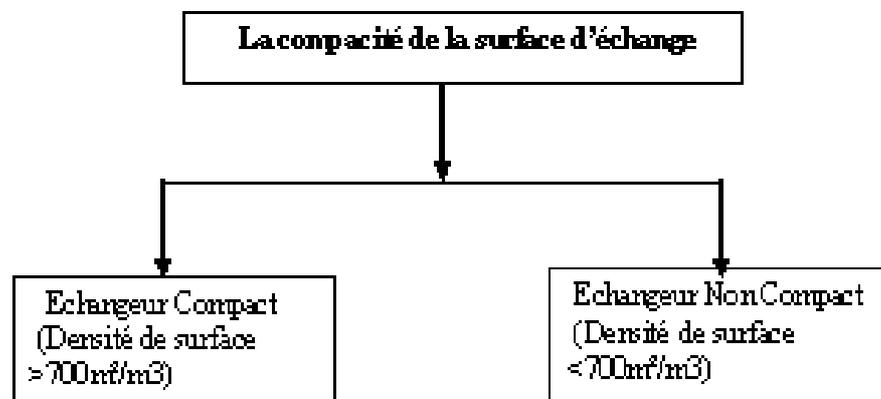
4 - Classification selon le nombre de fluides :



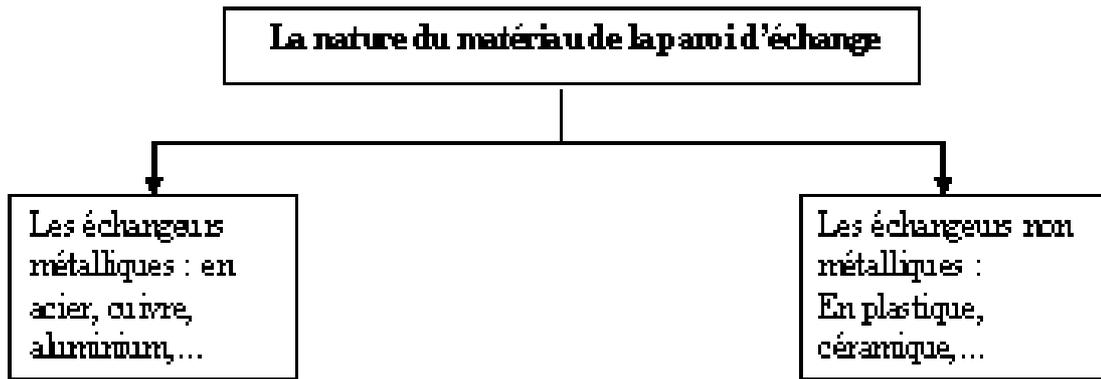
5 - Classification selon la construction :



6 - Classification selon la capacité de la surface d'échange :



7- Classement suivant la nature du matériau de la paroi d'échange :



Classification des échangeurs [13, 17].

2.2.2 Matériaux applicables aux échangeurs de chaleur:

On fabrique les échangeurs de chaleur en matière extrêmement nombreuse. Le choix de matériaux pour les différentes pièces de l'échangeur dépend surtout des conditions de service (**température, pression, degré de corrosivité du milieu**). La température de service des échangeurs de chaleur se trouve couramment dans les limites d'utilisation des **aciers au carbone (de -30° à 475°C)** [18].

Les matériaux employés pour la réalisation des tubes sont le plus souvent métalliques (acier, laiton). Les céramique se développent dans les échangeurs où transitent des fluides à haute température. Les tubes en plastique (généralement de très petit diamètre) sont également utilisés, sont en faisceaux, soit intégrés dans des plaques minces qui leur servent de raidisseurs [19].

2.2.3 Aspects structurels dans la conception des échangeurs :

Sans entrer dans des considérations trop technologiques, on doit néanmoins citer les deux structures essentielles qui sont à la base de la conception des échangeurs : Structure « **à modules** » et Structure « **à passe** ».

Échangeurs à modules → Un échangeur à modules est constitué de plusieurs cellules élémentaires identiques, et il se caractérise donc par une périodicité géométrique. On peut alors se limiter à l'étude d'une seule cellule, l'assemblage de plusieurs modules permettant de reconstituer tout l'appareil. Parmi les principaux modèles d'échangeurs modulaires, citons les appareils à méandres, les appareils à faisceau de tubes et chicanes, les appareils à spirales et échangeurs à plaques.

Échangeurs à passes → On désigne par « passe » une traversée de l'échangeur par l'un des fluides. Parmi les échangeurs à passe, la famille la plus représentative regroupe les modèles de type P-N. Ce sont en général des appareils à faisceau de tubes et calendre, dans lesquels chacun des deux fluides traverse une ou plusieurs fois le volume d'échange.

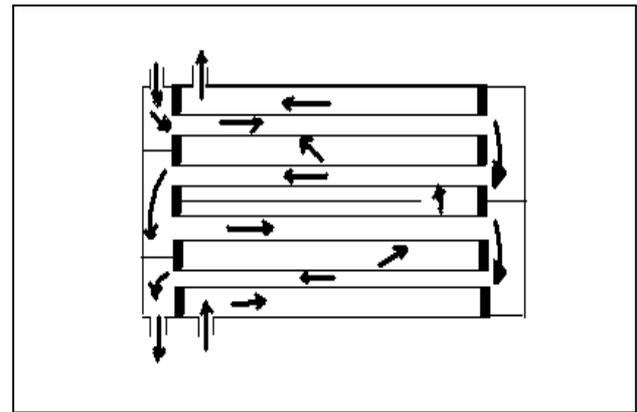
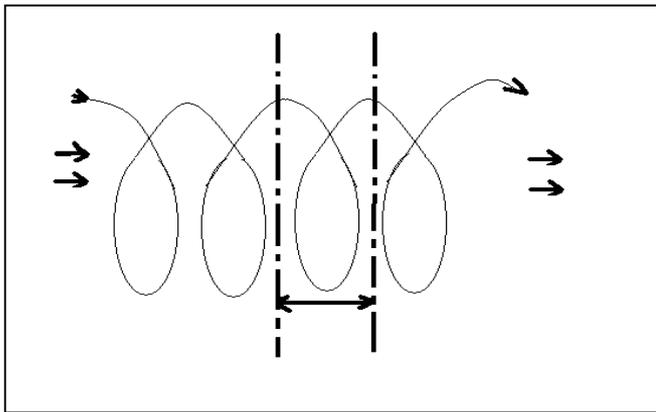
Le fluide qui circule dans la calendre (donc à l'intérieur des tubes) passe P fois dans le volume d'échange, et le fluide contenu dans les tubes traverse N fois (c'est-à-

dire qu'il effectue $N/2$ allers-retours). on dit que l'échangeur est à P passes coté calendrier et à N passes coté tubes.

Dans le modèle P-N le plus courant est l'échangeur 1-N : le fluide situé coté calendrier ne traverse celle-ci qu'une fois, tandis que le fluide qui circule dans les tubes la traverse N fois.

La notion de passe s'applique également à d'autres modèles. Et on particulier aux échangeurs à plaques dans lesquels on rencontre des configurations mono passes (avec distribution en U ou en Z, ou multi passes). du point de vue thermique, on notera que la distribution en U est meilleure que la distribution en Z.

La distribution entre passes et modules est parfois un peu subtile, mais ces deux notions sont cependant bien utiles pour simplifier certains calculs. On peut dire que échangeurs modulaires et échangeurs P-N relèvent la priori de conception différentes. un échangeur à modules peut être de type P-N mais cela n'a rien de systématique. Inversement, un échangeur P-N n'est pas forcément constitué de modules identiques. parfois, il peut y avoir recouvrement entre passe et module [14].



Échangeur à tube en spirale
(m : module).

échangeur P-N
 $P=2, N=4$ (d'après A.Bouvenot).

Figure 2.3-Deux exemples simples pour les deux notions.

2.3 Synthèse des échangeurs :

En préalable à l'exposé des méthodes de calcul, il est indispensable de présenter les principales dispositions géométriques qui sont retenues dans la réalisation des échangeurs, car elles conditionnent évidemment la nature des écoulements et le calcul des transferts thermiques [14].

Dans notre étude on ne considérons que les échangeurs à fluides séparé ou' le transfert de chaleur s'effectue à travers une paroi matérielle. Ce qui exclu donc les Echangeurs à « contact direct ». Dans ces appareils dominant deux grandes familles : les échangeurs tubulaires et les échangeurs à plaques [14].

Les échangeurs tubulaires → Comme leur nom l'indique, Les échangeurs tubulaires 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 ou concentrique), soit un faisceau de tubes (échangeur multitubulaire) ; ce dernier type existe sous quatre formes :

- échangeurs à tubes séparés
- échangeurs à tubes rapprochés
- échangeurs à tubes ailettes
- échangeurs à tubes calandre (faisceau de tubes enfermé dans une enveloppe appelée calandre).

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.

Il n'y a pas de règles générales pour fixer la disposition relative des circuits chauds et froids. 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 [14].

Utilisation des échangeurs tubulaires : un des modèles les plus simple d'échangeur que l'on puisse imaginer est constitué de deux tubes coaxiaux. L'un des fluides s'écoulera dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire, les deux fluides pouvant circuler dans le même sens ou en sens contraire. Il est difficile d'obtenir des surfaces d'échange importantes avec cette configuration, même en soudant les tubes, sans aboutir à des appareils très encombrants. Aussi préfère-t-on disposer un faisceau de tubes dans une enveloppe unique, généralement cylindrique appelé *calandre*, l'un des fluides circulant dans les tubes et l'autre à l'intérieur de la calandre autour des tubes.

Dans ce genre d'échangeur, des chicaneaux de formes variées disposés surtout perpendiculairement à l'axe de la calandre rendent le parcours du fluide qui la traverse plus long et sinueux, elles favorisent la turbulence, ce qui a pour effet d'améliorer les échanges (mais aussi malheureusement d'augmenter les pertes de charge).

Ce genre de disposition est la plus utilisée pour les échangeurs liquide-liquide. La compacité maximum (surface d'échange par mètre cube) obtenue avec cette configuration est de l'ordre de $500\text{m}^2/\text{m}^3$ [2].

Les échangeurs à plaques → Les échangeurs de la deuxième famille sont constitués par un empilement de plaques garnies de joints d'étanchéité à leur périphérie ; les fluides s'écoulent entre ces plaques dans des canaux plats où la circulation peut être soit diagonale soit latérale. Il y a évidemment alternance du fluide froid et du fluide chaud d'un canal au suivant. Globalement, la distribution des fluides entre les différents canaux se fait en U, en Z [18].

Les plaques peuvent être lisses ou corruguées (ondulées ou à cannelures en chevrons) afin d'intensifier l'échange de chaleur par l'augmentation de la turbulence et de la surface d'échange. La pression d'utilisation des échangeurs à plaques et joints est inférieure à 20 bars. La température usuelle maximale ne doit pas dépasser 250°C [13].

Les échangeurs à plaques se présentent sous diverses formes :

- les échangeurs à plaques hélicoïdales.
- les échangeurs à plaques planes.
- les échangeurs à plaques munies d'ailettes.
- les échangeurs à tubes munis d'ailettes.

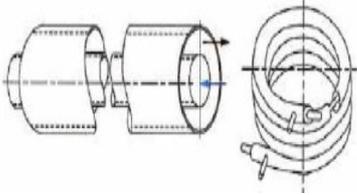
Dans tous ces échangeurs, **les surfaces d'échange sont très supérieures à celles des échangeurs à faisceau et calandre**, pour un encombrement géométrique donné. En outre, les écoulements secondaires et les pertes de charge correspondantes sont éliminés ainsi que les problèmes de court circuit et de dilatation différentielle. **Cependant leur réalisation est beaucoup plus délicate et onéreuse** et ils ne sont généralement utilisés que pour des échanges ne nécessitant pas en valeur absolue de très grandes surfaces d'échange [18].

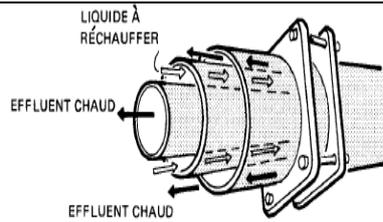
Utilisation des échangeurs à plaques : elles sont très utilisées pour certaines applications liquide -liquide (on particulier dans les industries alimentaires) dans le cas des échangeurs gaz -liquide ou gaz -gaz, la faible densité des gaz impose, si l'on veut rester à un niveau acceptable de perte de charge, que l'on réduise la vitesse de passage des gaz relativement à celles pratiquées pour les liquides. Réduire la vitesse c'est aussi réduire le coefficient de convection fluide -paroi, ce qui nécessite, à volume égal, une augmentation de la surface d'échange. Pour les échangeurs gaz -gaz les surfaces d'échanges adoptées sont très souvent constituées de plaques planes séparées par des ailettes braisées sur celles-ci les deux fluides circulant alternativement entre les plaques .les ailettes permettent d'augmenter la surface d'échange et aussi, par leur disposition en quiconque de crée des interruptions dans les écoulements favorisant la turbulence et améliorant de ce fait les échanges thermiques.

Dans les échangeurs gaz -liquide, il y a nécessité d'obtenir une surface d'échange ayant des étendues différentes au contact des deux fluides. C'est la raison pour laquelle on utilise des batteries de tubes à ailettes ou des radiateurs dans l'automobile [2].

2.4 Technologie usuelle des échangeurs de chaleur:

Voici une brève description des types d'échangeurs thermiques les plus communément utilisés :

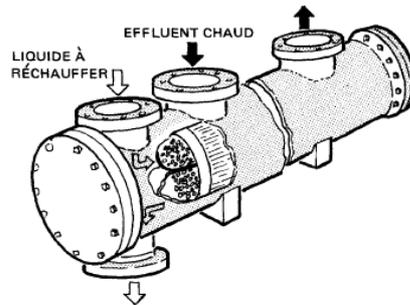
La catégorie	Le type	Les caractéristiques
<div style="border: 2px solid black; padding: 5px; display: inline-block; margin-bottom: 10px;">Tubulaire</div> <p style="text-align: center;">↓</p> <p>→ mono tubulaire.</p> <p>→ bitube.</p> <p>→ faisceaux de tubes.</p>	 <p style="text-align: center;">Echangeur mono tubulaire</p>	<p>échangeurs à tube unique ; il est placé à l'intérieur d'un réservoir, généralement, prend la forme d'un serpent.</p>



Echangeur bitube (tube coaxiaux ou double enveloppe, concentrique).

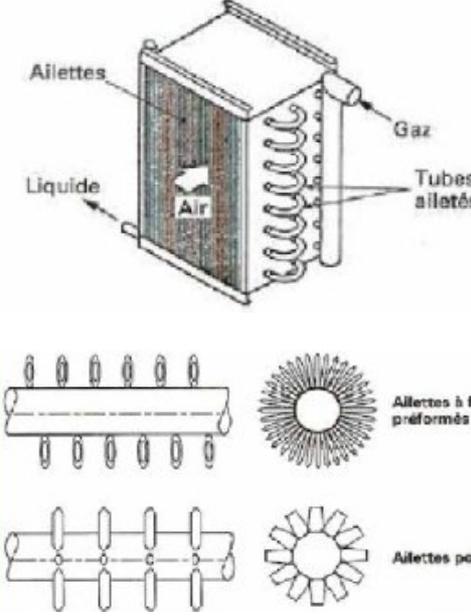
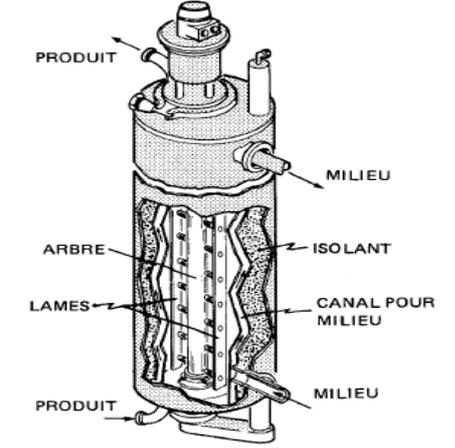
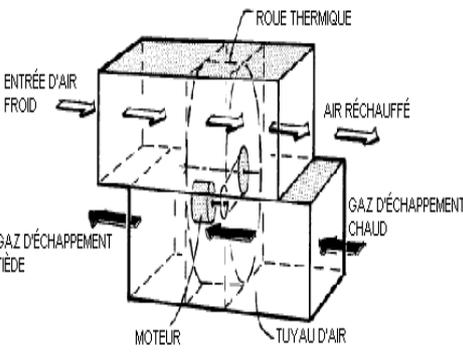
L'échangeur à deux tubes coaxiaux est le plus simple des échangeurs (à simple passe).

Le premier fluide s'écoule dans le tube intérieur tandis que l'autre s'écoule dans l'espace annulaire compris entre les deux tubes. Ces appareils sont intéressants pour les facilités qu'ils offrent pour le démontage et l'entretien. Ils peuvent fonctionner en contre courant pur, ce qui permet d'obtenir de bons rendements. Par contre, ils présentent les inconvénients suivants : risque de fuites aux raccords - flexion du tube intérieur si la longueur est importante - surface d'échange faible. Cet échangeur convient aux produits sales, pour des débits faibles, des températures et des pressions élevées pour les liquides visqueux



Echangeur a tube et calandre.

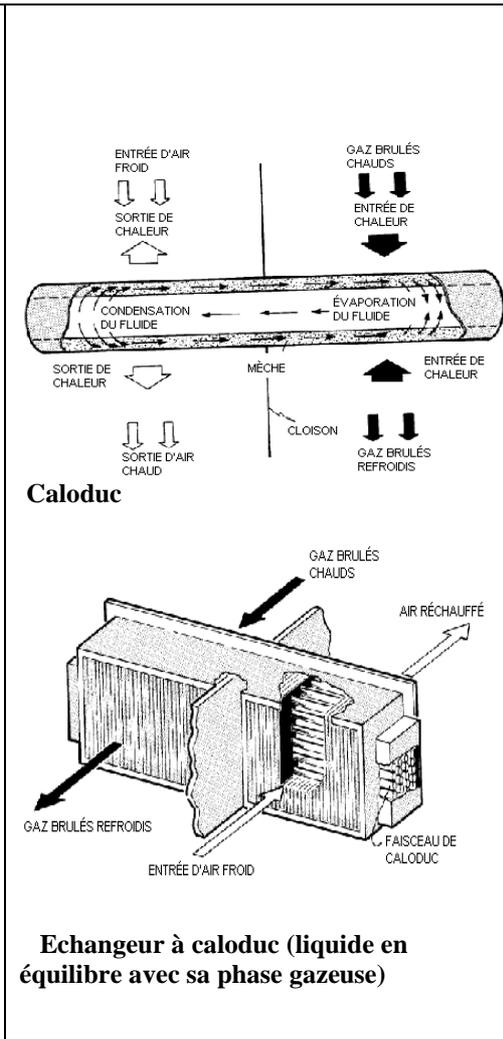
Echangeur à multi passe, peut assimilé à une superposition de plusieurs échangeurs à double tube il comporte un faisceau de tubes enfermés dans une enveloppe cylindrique appelée « calandre ». Un des fluides coule à travers les tubes et l'autre à travers l'enveloppe au-dessus du faisceau de tubes. L'implantation des chicanes permet d'irriguer mieux tous les tubes. Le nettoyage de l'échangeur s'en trouve facilité, bien que les tubes eux-mêmes demeurent difficiles à nettoyer. Quelques-unes des applications possibles sont le chauffage de l'eau, les condenseurs, les rebouilleurs et les fours multitubulaires. Il sert le plus souvent dans des opérations ne s'appliquant pas directement à un produit alimentaire car l'enveloppe et les tubes peuvent être difficiles à inspecter.

		<p>C'est un échangeur à type échanges gaz liquide, il est constitué d'un faisceau de tubes dans lequel circule le liquide à réchauffer et au-dessus duquel s'écoulent des gaz d'échappement caloporteurs. Des ailettes fixées aux tubes augmentent la surface d'échange. Il sert à chauffer l'eau à toutes sortes de fins, (l'eau d'alimentation des chaudières ou l'eau de nettoyage).</p>
		<p>Cet échangeur est formé d'un arbre rotatif de lames montées concentriquement à l'intérieur d'un tube isolé et enveloppé. Le produit circule à travers le tube interne où, constamment, les lames l'agitent en même temps qu'elles raclent les parois du tube pour le nettoyer. Le fluide, caloporteur ou de refroidissement, circule dans l'espace annulaire entre le cylindre de transmission de chaleur et le tube externe qui est isolé.</p> <p>Les échangeurs à lames raclantes sont conçus pour les produits à haut degré d'encrassement et pour les opérations de cristallisation, leurs nettoyages est facile.</p>
		<p>Il s'agit d'un échangeur à échanges gaz/gaz constitué d'un grand disque poreux fait d'un matériau à capacité d'absorption thermique élevée (grillage en acier inoxydable, céramique, etc.). Le disque tourne entre deux conduites d'air accolées, l'une où circule l'air froid et l'autre où circule l'air chaud. La circulation s'y fait à contre-courant. Quand la roue tourne, elle absorbe d'abord la chaleur provenant du courant d'air plus chaud et l'emmagasine temporairement. Elle vient ensuite en contact avec le courant d'air froid et lui communique sa chaleur. Les applications comprennent le préchauffage de l'air du système de ventilation ou de l'air des séchoirs et des fourneaux, au moyen de l'air</p>

Échangeurs thermiques à ailettes.

Echangeur à lames raclantes

Echangeur régénérateur à roue thermique, ou rotatif.



Caloduc

Echangeur à caloduc (liquide en équilibre avec sa phase gazeuse)

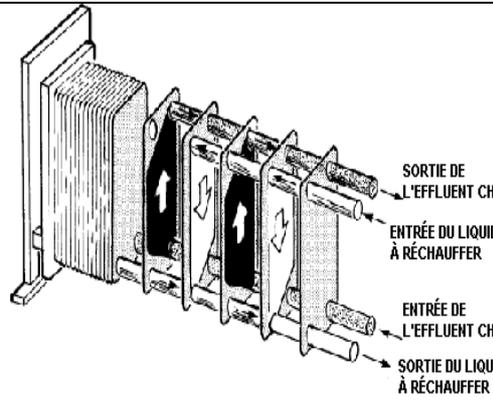
d'évacuation.

Échangeur thermique de type gaz/gaz ou gaz/liquide, le caloduc est constitué d'un tube scellé contenant un fluide caloporteur et une mèche capillaire annulaire. La chaleur qui provient des gaz d'évacuation chauds fait se vaporiser le fluide à une extrémité du tuyau. La vapeur se déplace vers l'extrémité froide où, en se condensant, elle abandonne sa chaleur latente et réchauffe le fluide froid. Le condensât retourne ensuite, par capillarité, à l'extrémité chaude du tuyau et est ainsi recyclé perpétuellement.

Les caloducs sont généralement disposés en faisceaux, dans lesquels chaque tuyau traverse deux conduites, l'une contenant un fluide chaud et l'autre un fluide froid. Cet échangeur thermique ne permet pas de contamination par transmission. Ses applications comprennent le préchauffage de l'air pour différents types de séchoirs et de fourneaux, ainsi que le préchauffage de l'air de combustion pour les chaudières.

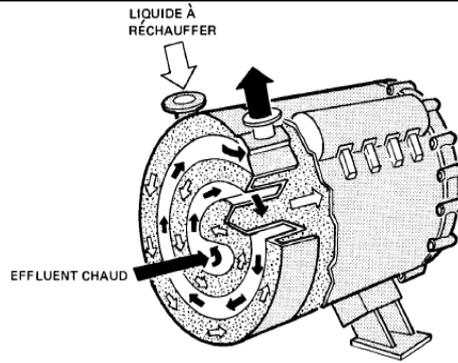
à plaques

- à plaques planes
- à plaques munies d'ailettes
- à tube munies d'ailettes



Echangeur à plateaux ou à plateaux et cadre.

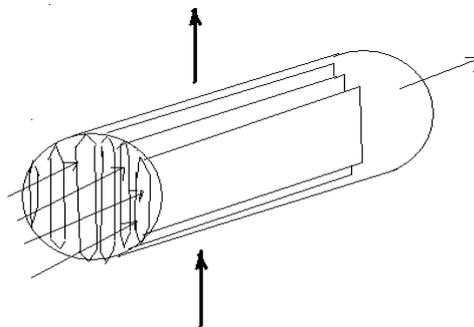
Echangeur à deux fluides liquides ou à deux fluides gazeux, il est constitué de deux tirants auxquels sont fixées des plaques de métal à ondulations en nombre variable garnies de joints d'étanchéité à leur périphérie. l'échange de chaleur est intensifié par l'augmentation de la turbulence favorisée par des ondulations. Il est le plus simple car il est facile à nettoyer et inspecter le produit alimentaire ou l'eau potable. Il est employé en pasteurisateurs (usage du lait et des œufs) aussi le préchauffage de l'eau des chaudières avec des effluents d'eau chaude, le préchauffage de l'eau d'un échaudoir, le chauffage de l'eau potable.



Echangeur à spirales.

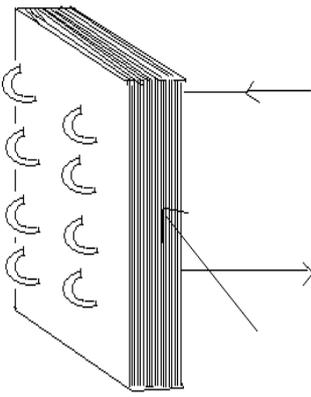
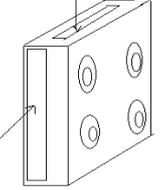
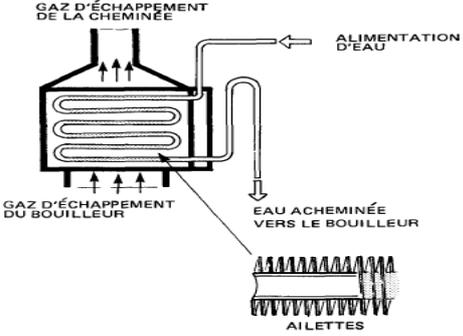
Cet échangeur est formés par une paire de plaques enroulée selon une hélice délimitant deux espaces annulaires rectangulaires ou' les fluides circulent à contre courant (ce type peut être très compact).

Comparativement à ceux de l'échangeur à calandre, il comprend compacité, exigences d'entretien moins grande accessibilité facilitant l'inspection et le nettoyage et tendance plus facile à l'encrassement. Il est fréquemment utilisé dans le traitement de l'eau de refroidissement usée et ils se révèlent également efficaces dans la récupération de la chaleur dégagée par des vapeurs à pression atmosphérique. Aussi il peut servir à condenser la vapeur à pression atmosphérique provenant de cuiseurs ouverts, pour chauffer l'eau de nettoyage de l'usine.



Echangeur lamellaire

Un échangeur à lamelles est à plaques soudées. Les plaques sont formées par des tôles embouties et soudées deux par deux , formant des lamelles à l'intérieur desquelles circule l'un des fluides. Le tous est inséré dans une calandre dans laquelle circule le deuxième fluide.

	 <p style="text-align: center;">Echangeur batterie à ailettes.</p>	<p>L'échangeur à ailettes continues est appelé batterie à ailettes, il est utilisé dans le cas d'un échangeur liquide gaz tels que : radiateur de voiture, condenseur d'un climatiseur de fenêtre...etc. la faible valeur du coefficient convectif du gaz, qui est souvent de l'air, est soignée par la pose des ailettes continues de diverses formes sur la surface d'échange primaire couplé en général par l'utilisation d'un ventilateur. l'ailette est une plaque mince construite dans un métal très bon conducteur (cuivre, aluminium,...etc.) elle contient plusieurs trous circulaires par lesquelles passent tous les tubes de la batterie. un faisceau de tubes contient plusieurs dizaines d'ailettes.</p>
	 <p style="text-align: center;">Echangeur platulaires (plaques soudées)</p>	<p>C'est une chambre faite d'une tôle emboutie soudée par points sur une tôle plane.</p>
<div style="border: 2px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> <p>Types particuliers d'échangeurs thermiques.</p> </div> <p style="text-align: center;">↓</p> <p>Les échangeurs thermiques que l'on vient de décrire existent aussi sous des formes plus ou moins modifiées.</p>	 <p style="text-align: center;">Echangeur économiseur</p>	<p>L'économiseur est un échangeur à tubes à ailettes qui transfère la chaleur récupérée des gaz de combustion à l'eau d'alimentation des chaudières.</p>

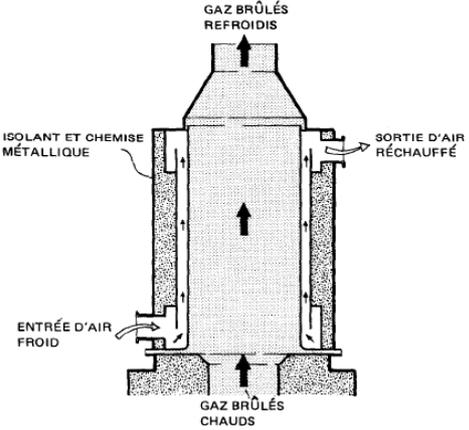
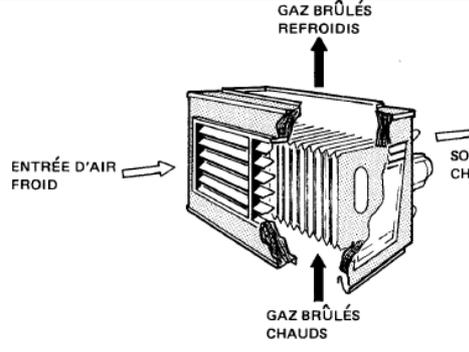
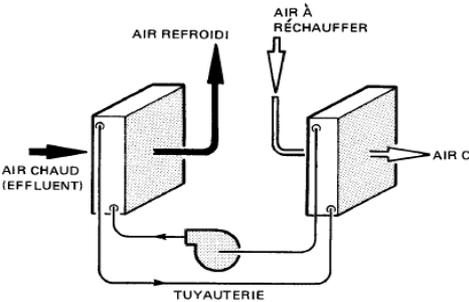
	 <p style="text-align: center;">width="418" height="406"></p> <p style="text-align: center;">Pré chauffeur d'air de combustion</p>	<p>On a ici une variété d'échangeur thermique, à fluides gazeux, qui récupère la chaleur perdue provenant des gaz de combustion d'un générateur d'air chaud pour chauffer l'air d'admission destiné à la combustion.</p>
	 <p style="text-align: center;">Pré chauffeur d'air à plateaux parallèles</p>	<p>Cet échangeur est constitué d'une série de canaux dans lesquels circulent en alternance des gaz chauds et froids; seule, une mince paroi faite d'un métal conducteur sépare les gaz. S'il est scellé adéquatement, cet appareil prévient toute contamination par transmission; de plus, il est facile à entretenir et à inspecter. Ses applications comprennent la récupération de la chaleur que dégagent la cuisson, le séchage et le fumage, ainsi que les installations de chauffage et de ventilation</p>
	 <p style="text-align: center;">Système de dérivation</p>	<p>Il comprend un échangeur à fluides gazeux constitué d'un réseau de tubes fermé à travers lequel est pompé un fluide de transmission de chaleur (généralement du glycol). Ce fluide intermédiaire recueille la chaleur des spirales ou des tubes à ailettes installés dans le courant d'air chaud et la libère ensuite en la transmettant aux spirales du circuit d'air froid. Les fuites d'un courant d'air à l'autre sont donc impossibles. On peut utiliser cet échangeur dans les cas où la source calorifique et son point d'utilisation sont éloignés, ou lorsque la chaleur doit être recueillie à partir de plusieurs sources. On pourrait s'en servir, par exemple, pour recueillir la chaleur provenant de l'air d'évacuation d'un séchoir pour chauffer l'air d'admission.</p>

Figure 2.4- Différent types des échangeurs [13,18].

Chapitre III:

PROBLEMES LIES AU FONCTIONNEMENT ET VIEILLISSEMENT DES ECHANGEURS DE CHALEUR

3.1 Problèmes de fonctionnement des échangeurs de chaleur :

Introduction :

Les principaux problèmes de fonctionnement rencontrés par les utilisateurs d'échangeur de chaleur ont trait aux phénomènes d'encrassement, de corrosion, de vibration et de tenue mécanique.

L'encrassement et la corrosion restent les phénomènes les moins compris de l'industrie ; ils se traduisent par :

- un surdimensionnement des appareils dans les bureaux d'études,
- une dépense d'énergie supplémentaire,
- le remplacement des appareils corrodés
- des coûts d'arrêt des installations pour démontage et nettoyage.

Les phénomènes vibratoires doivent également être pris en compte dans le dimensionnement des échangeurs au même titre que les transferts de chaleur ou les pertes de charge.

Enfin, les problèmes de tenue mécanique sont, pour les géométries les plus classiques.

3.1.1 L'encrassement :

L'encrassement, qui sous sa forme la plus générale peut être défini comme l'accumulation d'éléments solides indésirable sur une interface, affecte une grande variété d'opérations industrielles. Dans le cas des échangeurs, la présence d'un fort gradient thermique près de la surface d'échange peut perturber les mécanismes d'encrassement isotherme rencontrés par exemple lors de l'utilisation de membrane ou de filtre.

3.1.2 Différent 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, même s'il ne contrôle pas la vitesse de dépôt.

Alors six types différents peuvent alors être définis :

- Encrassement particulaire,
- Corrosion,
- Entartrage,
- Encrassement biologique
- Encrassement par réaction chimique,
- Encrassement par solidification.

- **Encrassement particulaire [Gudmunsser] :** Il s'agit du dépôt puis de l'accumulation sur les surfaces d'échanges de particules transportées par l'écoulement des fluides industriels :

Exemple : 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 de résidus solides de combustion.

▪ **Corrosion [Epstein, Leconte]** : 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 in situ. Lorsque l'encrassement est dû à des produits de corrosion générés ex situ, l'encrassement correspondant est du type particulaire.

▪ **Entartrage [Epstein]** : 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 ; il faut signaler le cas des saumures géométriques à forte teneur en silice. L'entartrage peut se produire dans des 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.

▪ **Encrassement biologique [Nelcowat Hand book et mémento Degremont]** : 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 son développement.

▪ **Encrassement par réaction chimique [Froment, Lund]** : 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.

▪ **Encrassement par solidification [Epstein]** : 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 (forces ou de givre) ou du dépôt d'un constituant à haut point de fusion d'un liquide au contact d'une surface de transfert de chaleur froide (dépôt d'hydrocarbures paraffiniques). Une vapeur peut également se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide (formation du givre).

- **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.

3.1.3 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, électrique, etc.) ; ces mécanismes peuvent coexister.
- **Adhésion des particules :** les particules transférées à la paroi peuvent s'y maintenir grâce aux forces d'adhésions dues à l'attraction moléculaire (forces de van der Waals), aux forces électriques ou capillaires.
- **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 ; 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 consolidation, soit son écaillage.

3.1.4 Dimensionnement des échangeurs avec prise en compte de l'encrassement:

⇒ **Résistance thermique d'encrassement et coefficient d'excès de surface :**

D'une façon générale, la (ou les) couche(s) de dépôt localisée(s) sur la surface d'échange crée (ent) une (ou des) résistances(s) thermique(s) supplémentaire(s) qui s'oppose (ent) au flux de chaleur transférer. Le coefficient d'échange global K (rapporté à la surface extérieure) est donné par :

$$\frac{1}{K} = R = \underbrace{\left[\frac{1}{h_e} + \frac{D_e}{D_i} \frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} \frac{D_e}{D_m} \right]}_{= 1/K_0} + R_e + \frac{D_e}{D_i} R_i$$

Le premier terme du dernier membre de l'équation représente la résistance thermique globale de l'échangeur propre $\frac{1}{K_0}$ et les deux derniers les

résistances thermiques des dépôts externe et interne ; le rapport $\frac{D_e}{D_i}$ concerne la correction de surface nécessaire pour rapporter à la surface extérieure les résistances élémentaires (dans le cas d'une tuyauterie cylindrique, $\frac{D_e}{D_i}$ est le rapport des diamètres ou des rayons et des rayons et D_m le diamètre moyen).

Par ailleurs, la prise en compte de l'encrassement se traduit par un excès de surface caractérisé par le coefficient C_s défini par :

$$C_s = \left(\frac{S - S_0}{S_0} \right) 100$$

Avec S_0 et S surfaces d'échange respectivement avant et après encrassement Nécessaires pour transférer le même flux de chaleur avec la même différence moyenne logarithmique de température, c'est-à-dire avec :

$$\Phi = KS\Delta T_{ML} = K_0 S_0 \Delta T_{ML}$$

Le coefficient de surface s'exprime alors par :

$$C_s = \left(\frac{K_0 - K}{K} \right) 100$$

3.1.5 Prévention de l'encrassement pendant les phases de fonctionnement:

Les procédés mécaniques ou chimiques de prévention de l'encrassement pendant la phase de fonctionnement de l'échangeur peuvent améliorer de façon significative les performances de l'appareil, mais également permettent d'augmenter le temps de service entre deux arrêts de Maintenance. Une revue détaillé de ces diverses technique est donnée dans l'ouvrage spécialisé sur l'encrassement de Duffau, grillot et coll.

- **Procédés mécaniques pour les liquides :** les techniques utilisées pour les liquides sont bien adaptées lorsque les dépôts sont tendres et friables, avec une résistance de réentraînement faible.

Diverses techniques sont disponibles sur le marché pour le nettoyage en continu de la surface interne d'échangeurs tubulaires :

A boules, à brosses ou à ressort. Ces procédés nécessitent une filtration en amont de l'échangeur.

Pour les échangeurs à plaques, des procédés analogues ont été mis au point, mais il est également possible d'utiliser des systèmes à inversion de débit.

Enfin, dans certains cas vraiment extrêmes, des échangeurs à surface raclée peuvent être utilisés.

▪ **Procédés mécaniques pour les gaz :**

Pour les échangeurs fonctionnant avec des gaz poussiéreux, il existe différents procédés mécaniques de nettoyage in situ (vapeur, air comprimé, eau) ou de grenailage, de soufflage acoustique, etc.

Le procédé à retenir dépend du type de dépôt et de la nature de la surface d'échange.

▪ **Procédés chimiques de traitement de l'eau :** il existe un nombre important d'informations concernant l'efficacité des divers traitements chimiques de l'eau, que l'on peut utiliser pour réduire l'encrassement.

Pour éviter ou minimiser les entartrant, différents, traitements chimiques permettent de lutter avec efficacité : la décarbonatation à la chaux, sur résine ou à l'acide, l'adoucissement, la germination ou ensemencement, les inhibiteurs d'entartrage.

Les actions destinées à prévenir l'encrassement biologique consistent soit à détruire les micro-organismes, soit à empêcher leur développement. Les traitements correspondants utilisent soit des biocides (le plus utilisé est le chlore), soit des biostats [20,21,22,23].

3.2 La corrosion:

La corrosion est une dégradation des matériaux sous l'action du milieu ambiant, on peut le traduire par un processus de l'oxydoréduction entre le métal et le milieu corrosif. La notion de corrosion est évoquée par le terme résistance chimique ou physico-chimique. Les mécanismes de dégradation des matériaux métalliques et non métalliques sont pratiquement toujours différents dans leur principe mais ils conduisent au même résultat pratique, c'est-à-dire à la destruction du matériau.

On distingue deux types de corrosion :

- corrosion généralisée : qui se produit avec la même vitesse sur toute la surface en contact avec le milieu corrosif.
- corrosion localisée : qui se produit avec des vitesses différentes à divers endroits de la surface du métal.

3.2.1 Processus de dégradation:

La dégradation des matériaux métalliques par un milieu agressif peut se faire suivant des processus chimiques ou électrochimiques.

- **Corrosion chimique :** C'est un processus d'oxydoréduction entre le métal et le milieu corrosif qui se déroule conformément à la cinétique

chimique. Dans ce type de corrosion, l'oxydation du métal et la réduction de l'argent agressif se font au même endroit et sans échange de charges électriques. De même, les produits de corrosion se forment directement dans la zone corrodée. Ce mode de corrosion concerne notamment l'oxydation à haute température des métaux et alliage dans l'air et la corrosion dans des milieux diélectriques (non conducteurs de courant électrique).

- **Corrosion électrochimique :** Elle est due à l'attaque des métaux par des liquides électroconducteurs. Dans ce cas, le processus de Corrosion s'accompagne d'un courant «électrique qui circule à l'intérieur du réseau métallique .les zones ou se produisent l'oxydation du métal et la réduction du milieu peuvent être pratiquement confondues ou relativement éloignées (quelques micromètres à quelque centimètres).

3.2.2 Différent types de corrosion:

Plusieurs cas types de corrosion peuvent être distingués suivant l'aspect (la morphologie) des dégradations.

- **Corrosion généralisée :** La corrosion peut se produire avec la même vitesse sur toute la surface du métal en contact avec le milieu agressif. On a l'habitude d'adopter une surépaisseur de corrosion qui tient compte de la durée de vie que l'on désire pour l'appareil en fonction de la vitesse de corrosion (que l'on peut déterminer sur des échantillons).
- **Corrosion localisée :** la corrosion se produit avec des vitesses différentes à divers endroits de la surface du métal ; elle peut présenter les formes suivantes :
 - corrosion par piqûre, localisée dans certains endroits ponctuels ; sur le reste de la surface, le métal n'est pas corrodé ;
 - corrosion inter cristalline, se manifestant uniquement aux joints des grains du métal ;
 - corrosion sous tension, se produisant dans une zone sollicitée par une contrainte mécanique. Ce type de corrosion provoque des fissures perpendiculaires à la direction de la contrainte ;
 - fatigue -corrosion ; la fatigue en milieu corrosif conduit à la fissuration et à la rupture pour un nombre de cycles et une contrainte bien inférieurs au cas de fatigue en milieu non corrosif ;
 - corrosion galvanique, se produisant lorsque deux métaux différents (ayant un potentiel électrochimique différent) sont en contact entre eux dans un milieu corrosif. le contact des deux métaux forme pile électrique qui débite un courant provoquant la corrosion du métal le plus négatif ;
 - corrosion cavernueuse ; au contact imparfait entre un métal et un non-métal se forme une fente (caverne) dans laquelle le liquide stagne. Dans le cas où l'on a affaire à de l'eau ou à une solution aqueuse, l'oxygène dissous dans l'eau se consomme dans un processus de corrosion. l'eau stagnant dans

la fente est ainsi appauvrie en oxygène et forme avec l'eau ambiante (extérieure) une oïlle de concentration ; le courant de cette pile corrode le métal non aéré par un processus électrochimique ;

- Corrosion biologique, le métal est attaqué par des produits secondaires dus à la présence de micro –organismes (par exemple, corrosion par des sulfures provenant de la réduction des sulfates par des bactéries) ;
- Corrosion sélective ; dans un alliage, seul un des composants est attaqué, ce qui détruit la pièce qui devient poreuse et perd toute sa résistance mécanique.

Dans le cas réels, la corrosion peut se présenter sous un ou plusieurs types, ce qui complique le diagnostic.

Le processus de corrosion est influencé par une série de paramètres parmi lesquels on peut citer (sans être exhaustif) les suivants :

- la nature de l'alliage ou du métal ;
- la nature du fluide agressif ;
- Les conditions physico-chimiques (température, agitation, vitesse d'écoulement, etc.) ;
- L'état de surface du métal.

3.2.3 Protection contre la corrosion:

La protection contre la corrosion doit répondre à des sollicitations complexes et variées du point de vue matériaux, mécanismes, milieux agressifs, facteurs mécaniques et physico-chimiques, etc. Il existe une multitude de moyens de lutte contre la corrosion : la très grande majorité d'entre eux font appel à un des deux modes d'action suivants :

- action sur le matériau,
 - action sur le milieu agressif.
 - Dans le premier groupe sont compris :
 - l'utilisation des métaux et alliage ou des matériaux non métalliques résistant à la corrosion,
 - les traitements de surface améliorant le comportement global de la pièce.
- Dans le deuxième groupe sont comprises toutes les actions susceptibles de diminuer l'agressivité du milieu ambiant et notamment l'utilisation d'inhibiteurs de corrosion.

Un groupe à part dans la protection contre la corrosion est constitué par les méthodes électrochimiques, à savoir la protection cathodique et la protection anodique.

Etant donné la multitude de cas qui peuvent se présenter, tant en ce qui concerne le milieu agressif que les matériaux, existent, ainsi que les autres sollicitations auxquelles ils sont soumis, un choix optimal de la solution de protection est difficile à faire.

Dans la littérature spécialisée, il existe des tables de corrosion qui indiquent, pour divers cas, le ou les matériaux susceptibles de résister, certaines d'entre elles sont maintenant informatisées.

Mais il est hasardeux de faire un choix uniquement à partir de ces tables puisque, dans le processus de corrosion, intervient une multitude de facteurs

particuliers qui sont propres à chaque cas. Parmi ces facteurs, on peut citer sans être exhaustifs :

- les contraintes mécaniques variables (fatigue) ou continues,
- la présence de zones stagnantes,
- le contact avec d'autres matériaux métalliques,
- les températures locales importantes qui peuvent augmenter localement la concentration du produit agressif,
- la présence d'impuretés dans le fluide agressif qui peuvent augmenter notablement la corrosivité.

En tenant compte de tous les paramètres propres au cas considéré, le choix peut être facilité par des considérations plus larges concernant la résistance des divers matériaux par rapport à un fluide ou à une classe de fluides agressifs [20,24,25].

3.3 La vibration :

Les vibrations constituent un paramètre essentiel à prendre en compte dans la conception d'un échangeur, au même titre que le transfert de chaleur et les pertes de charge. Outre les aspects classiques (chocs, spectre de vibrations) issue du milieu extérieur, les échangeurs induisent leurs propres vibrations sous l'effet du fluide qui les parcourt. Ce paragraphe traite essentiellement des efforts dynamiques dus au fluide et à leur répercussion sur les tubes dans un échangeur de type tubes et calandre ; cet aspect vibratoire est peu ou pas rencontré dans les autres échangeurs.

Suivant la vitesse d'écoulement du fluide coté calandre, les tubes qui vibrent à leurs fréquences propres peuvent se déplacer suffisamment pour entrer en collision. Il s'ensuit un phénomène de fatigue pouvant aller jusqu'à la fuite ou la rupture.

L'essentiel du travail consiste à évaluer les paramètres intrinsèques aux tubes (fréquences propres, amortissement), les caractéristiques hydrauliques du fluide coté calandre, et à analyser le couplage fluide/tubes [20, 26,27].

3.4 Intensification des échanges thermiques :

Généralité :

Le domaine de l'intensification des échangeurs de chaleur a depuis de nombreuses années dépassées le stade de laboratoire et a été largement pris en compte dans les applications industrielles.

Nombre d'échangeurs, dans des procédés très divers, sont équipés de surface d'échange (tubes ou plaques) spécialement conçue pour présenter des coefficients de chaleur élevés.

Si on prend comme titre d'exemple la relation qui relie le flux ou la puissance thermique échangée Φ et l'écart de température logarithmique

DTLM

$$\Phi = K.S.DTLM$$

-de réduire la surface d'échange, donc réduction du coût de l'appareil

-de réduire l'écart de température, donc diminution du coût de fonctionnement cette intensification implique la modification de la géométrie de la paroi d'échange, qui augmente le coefficient d'échange local h , tout en prenant en considération les pertes de charge qui augmentent avec :

3.4.1 Différentes techniques d'intensification :

- modification de la nature de la surface d'échange par revêtement ou dépôts de couches minces continues ou non, par exemple, une amélioration de la condensation de vapeur d'eau, en favorisant la condensation en goutte.
- modification de l'état de surface des parois d'échange (porosité, rugosité) : La rugosité, uniforme du type grain de sable, ou non uniforme, est prometteur efficace de turbulence qui permet un transfert de chaleur accru à proximité de la paroi d'échange.
- l'extension de surface : avec l'utilisation d'ailettes lisses, ondulées, discontinues...
- mise en place des dispositifs créant un écoulement rotatif ou secondaire par des différents inserts dans des tubes.
- mise en place de dispositifs favorisant le mélange des filets fluides
- la modification de la géométrie de la paroi d'échange avec des ondulations ou des rainures, ces surfaces sont utilisées avec des écoulements en double phase.

3.4.2 Les ailettes:

Le coefficient d'échange local entre une paroi et un gaz en circulation forcée étant médiocre, il peut être de 10 à 50 plus faible que celui d'un liquide en circulation forcée .il est donc avantageux dans les échangeurs gaz gaz ou gaz liquide d'équiper la paroi en contact avec la Phase gazeuse d'ailettes lisses ou géométrie performante. La paroi en contact avec la phase gazeuse d'ailettes lisses ou géométrie performante.

Dans le cas des échangeurs à plaques et à ailettes .différentes géométries équipent les appareils actuels :

- ailettes lisses de formes rectangulaire ou triangulaires
- ailettes ondulées
- ailettes perforées
- ailettes discontinues
- ailettes à persiennes

Dans le cas des échangeurs à tubes et ailettes :

- tubes à section circulaire avec ailettes circulaires
- tubes à section circulaire avec ailettes planes lisses
- tubes à section quasi-rectangulaire avec ailettes planes ou lisses ou améliorées

3.4.3 Les inserts:

Ce type de dispositif est inséré dans un tube lisse, favorise l'amélioration du transfert de chaleur : certains jouent un simple rôle d'ailettes, d'autres favorisent les écoulements rotatifs, ou des mélanges du filets fluides :

- inserts à disques ou à billes
- insert à ressorts
- insert à étoiles
- insert à rubans torsadés

3.4.4 Les Surfaces rugueuses:

Il existe de nombreuses applications de surfaces présentant des rugosités dans les échangeurs de chaleur que la surface d'échange soit une plaque, la paroi interne d'un tube, la paroi externe d'un tube. Il existe également une masse considérable de données relatives à ce type d'intensification de l'échange.

On peut classer les rugosités en trois familles :

- Les rugosités à trois dimensions dont l'exemple le plus commun est la paroi passée à la toile émeri,
- Les corrugations à deux dimensions caractérisées par des obstacles à la paroi répartis régulièrement,
- Les rainures à deux dimensions réparties régulièrement à la paroi [28,29].

Chapitre IV:

BILAN ENERGETIQUE DES ECHANGEURS CYLINDRIQUES COAXIAUX

4.1 Bilan énergétique des échangeurs concentriques :

Un échangeur de chaleur est un système qui permet de transférer un flux d'un fluide chaud à un fluide froid à travers une paroi sans contact direct entre les deux fluides.

Exemples : radiateur d'automobile, évaporateur de climatiseur...

- Dans notre étude nous allons traiter le type le plus simple des échangeurs tubulaires c'est **l'échangeur à tube coaxial [1]**.

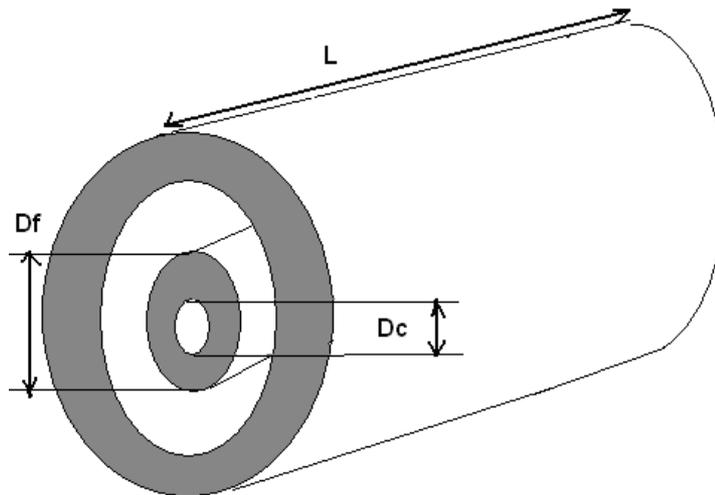


Figure 4.1- Echangeur à tube coaxial (concentrique).

Description :

Un échangeur tubulaire simple est constitué de **deux 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 que constitue le tube intérieur [1].

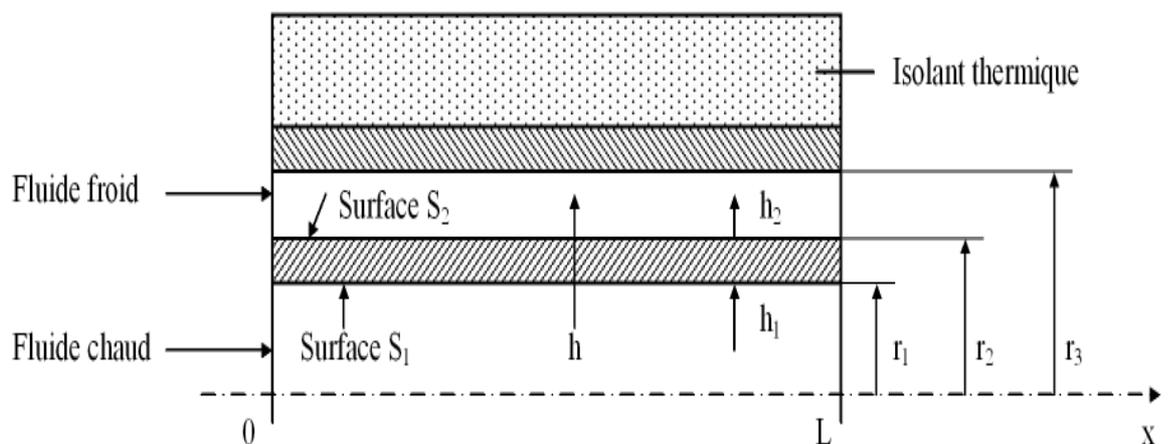


Figure 4.2- Description d'un dispositif d'échangeur.

⇒ Conventions :

Le fluide chaud entre dans l'échangeur à la température T_{ce} et en sort à T_{cs} , Le fluide froid entre à T_{fe} et sort à T_{fs} .

Deux modes de fonctionnement sont réalisables :

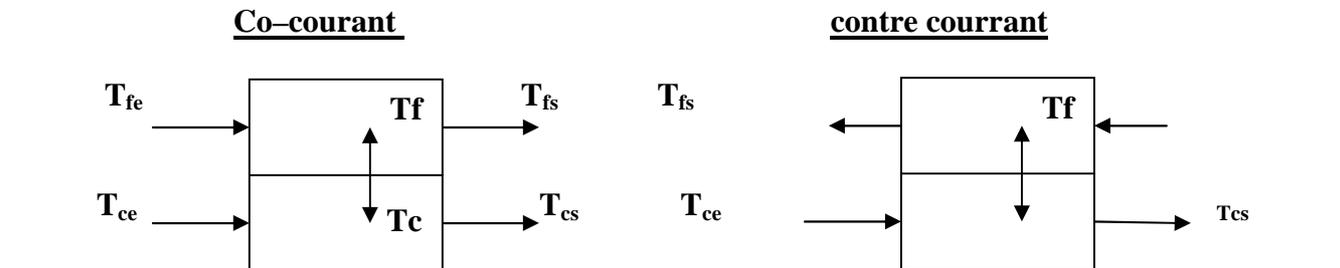


Figure 4.3- Les deux modes de fonctionnement couramment utilisés.

4.1.1 Coefficient d'échange global de transfert :

Le transfert thermique qui a lieu au sein d'un échangeur fait intervenir le mode **conductif** au travers de la paroi séparant les deux fluides et le mode **convectif** dans chacun de ces derniers. généralement, le rayonnement intervient peu et sera, de toute façon, négligé[8].

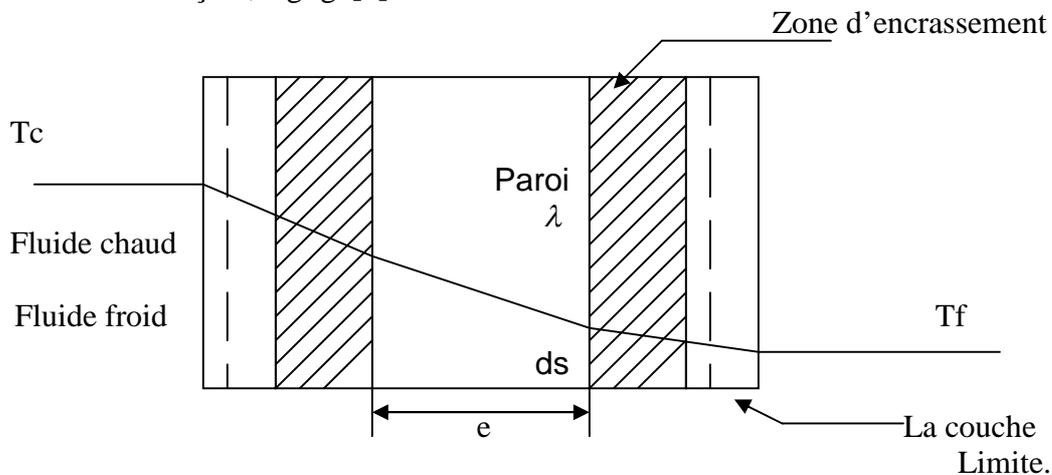


Figure 4.4- Représentation schématique du transfert thermique au travers des différents milieux composant un échangeur de chaleur.

λ ; conductivité thermique

Le fluide chaud à T_c subit une première diminution de température due à la convection avec la paroi par le biais d'un coefficient h_c . Vient ensuite une inévitable zone d'encrassement due, soit à l'accumulation de particules apportées par le fluide en circulation, soit par dépôt de tartre ou bien de micro-organismes d'origine biologique, soit encore par apparition de corrosion sur la surface d'échange. Ce phénomène se caractérise alors par **une résistance thermique** supplémentaire (par unité de surface) due à cet encrassement et que l'on notera ici r_{ec} . la température diminue ensuite par conduction (**conductivité λ**) au travers de la paroi d'échange e .

Au-delà et en direction du fluide froid à T_f , on retrouve à nouveau une résistance thermique D'encrassement notée r_{ef} et un transfert convectif caractérisé par h_f [8].

Analogie électrique :

La représentation analogique équivalente est faite dans la figure où sont insérées en série les 5 résistances thermiques.

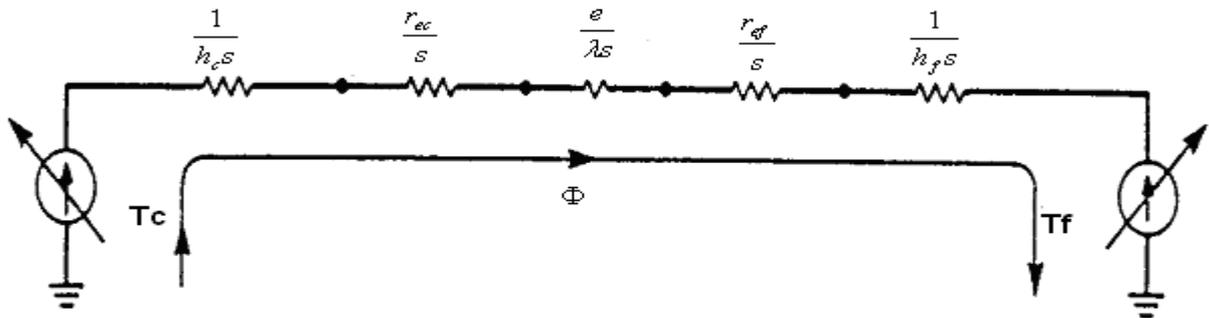


Figure 4.5- Circuit thermique du transfert thermique dans un échangeur thermique.

4.1.2 Expression du flux échangé :

Une première expression du flux de chaleur transféré dans un échangeur peut être déterminée en écrivant qu'il est égal au **flux de chaleur perdu** par le **fluide chaud** et au **flux de chaleur gagné** par le **fluide froid** pendant leur traversée de l'échangeur :

$$\Phi = \dot{m}_c C p_c (T_{cs} - T_{ce}) = \dot{m}_f C p_f (T_{fe} - T_{fs})$$

Les produits $C_c = \dot{m}_c C p_c$ et $C_f = \dot{m}_f C p_f$ sont appelés les débits calorifiques des deux fluides.

Le flux de chaleur peut donc finalement s'écrire [1]. :

$$\Phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe})$$

Par ailleurs, le flux de chaleur Φ transmis d'un fluide 2 à la paroi d'un **tube cylindrique** s'écrit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi = U.S(T_c - T_f) \\ \Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S} + \frac{r_{ec}}{s} + \frac{e}{\lambda.S} + \frac{r_{ef}}{s} + \frac{1}{h_f S}} \Rightarrow \frac{1}{h_c} + r_{ec} + \frac{e}{\lambda} + r_{ef} + \frac{1}{h_f} \end{array} \right.$$

Où U est appelé Coefficient d'échange global.

Dans l'expression $\Phi = U.S(T_c - T_f)$ le Coefficient d'échange global U est rapporté à la surface d'échange S , Dans le cas de la plaque plane cette surface est identique de chaque coté de la paroi.

Pour le cas d'une paroi cylindrique U doit être rapporté à l'une des deux surfaces. Ainsi si on suppose un écoulement de deux fluides (chaud au centre et froid dans l'espace annulaire) le flux échangé entre les deux fluides est de la forme :

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c s_c} + \frac{r_{ec}}{s_c} + \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln \frac{D_f}{D_c} + \frac{r_{ef}}{s_f} + \frac{1}{h_f s_f}}$$

Avec:

D_c : Diamètre chaud.

D_f : Diamètre froid.

Selon le choix de l'une ou l'autre des surfaces choisies comme référence, le flux s'écrit :

$$\Phi = U_c S_c (T_c - T_f) = \frac{S_c (T_c - T_f)}{\frac{1}{h_c} + r_{ec} + \frac{D_c}{2\lambda} \ln \frac{D_f}{D_c} + r_{ef} \frac{D_c}{D_f} + \frac{1}{h_f} \cdot \frac{D_c}{D_f}}$$

Avec : $S_c = \pi D_c L$

Ou bien:

$$\Phi = U_f S_f (T_c - T_f) = \frac{S_f (T_c - T_f)}{\frac{1}{h_c} \frac{D_f}{D_c} + r_{ec} \frac{D_f}{D_c} + \frac{D_f}{2\lambda} \ln \frac{D_f}{D_c} + r_{ef} + \frac{1}{h_f}}$$

Avec: $S_f = \pi D_f L$

Quel que soit ce choix, U_c et U_f satisfont de toute façon à $U_c S_c = U_f S_f$ dont le flux de chaleur est indifféremment donné par :

$$\Phi = U_c S_c (T_c - T_f) = U_f S_f (T_c - T_f) \quad \mathbf{[8]}.$$

Généralement dans les échangeurs de chaleur, on choisit de rapporter le flux de chaleur échangé à la surface $S_f = \pi D_f L$, soit d'écrire $\Phi = h S_f \Delta T$. Le coefficient global de transfert h d'un échangeur de chaleur s'écrit donc :

$$h = \left(\frac{D_f}{2h_c \frac{D_c}{2}} + \frac{D_f \ln \left(\frac{D_f}{D_c} \right)}{2\lambda L} + \frac{1}{h_f} + r_{en} \right)^{-1}$$

$$\Rightarrow h = \left(\frac{D_f}{h_c D_c} + \frac{D_f \ln\left(\frac{D_f}{D_c}\right)}{2\lambda L} + \frac{1}{h_f} + R_{en} \right)^{-1} \quad (\text{W.m}^{-2}.\text{°C}^{-1})$$

R_{en} est **une résistance thermique** due à l'encrassement des surfaces d'échange dont il faut tenir compte après quelques mois de fonctionnement (entartrage, dépôts, corrosion) [1].

Type d'échangeur	Coefficient global de transfert h ($\text{W m}^{-2} \text{°C}^{-1}$)
Liquide liquide	100-2000
Liquide gaz	30-300
condenseur	500-5000

Ordres de grandeurs du coefficient global de divers échangeurs [1].

4.2 Calcul des performances d'un échangeur de chaleur:

Pour ce faire on pose quelques hypothèses :

❖ **Hypothèses :**

Dans les calculs qui suivent, nous avons retenu les hypothèses suivantes :

- Le régime est permanent : tous les paramètres, toutes les variables sont constantes dans le temps $\frac{\partial}{\partial t} = 0$,
- L'échangeur est adiabatique : il n'échange pas de chaleur avec l'extérieur (pas de pertes thermiques : la surface de séparation est la seule surface d'échange).
- Les propriétés thermo physique des fluides restent constantes dans les intervalles de températures envisagées (pas de changement de phase au cours du transfert).
- Les températures ne varient que dans la seule direction de l'écoulement, le problème est monodimensionnel, Il n'y a pas de pertes de charge (de pression) au cours de l'écoulement [8].

4.2.1 Fonctionnement à co- courant :

Dans ce type d'échangeur, que l'on dénomme aussi à courant parallèles, les deux fluides circulent dans le même sens [8].

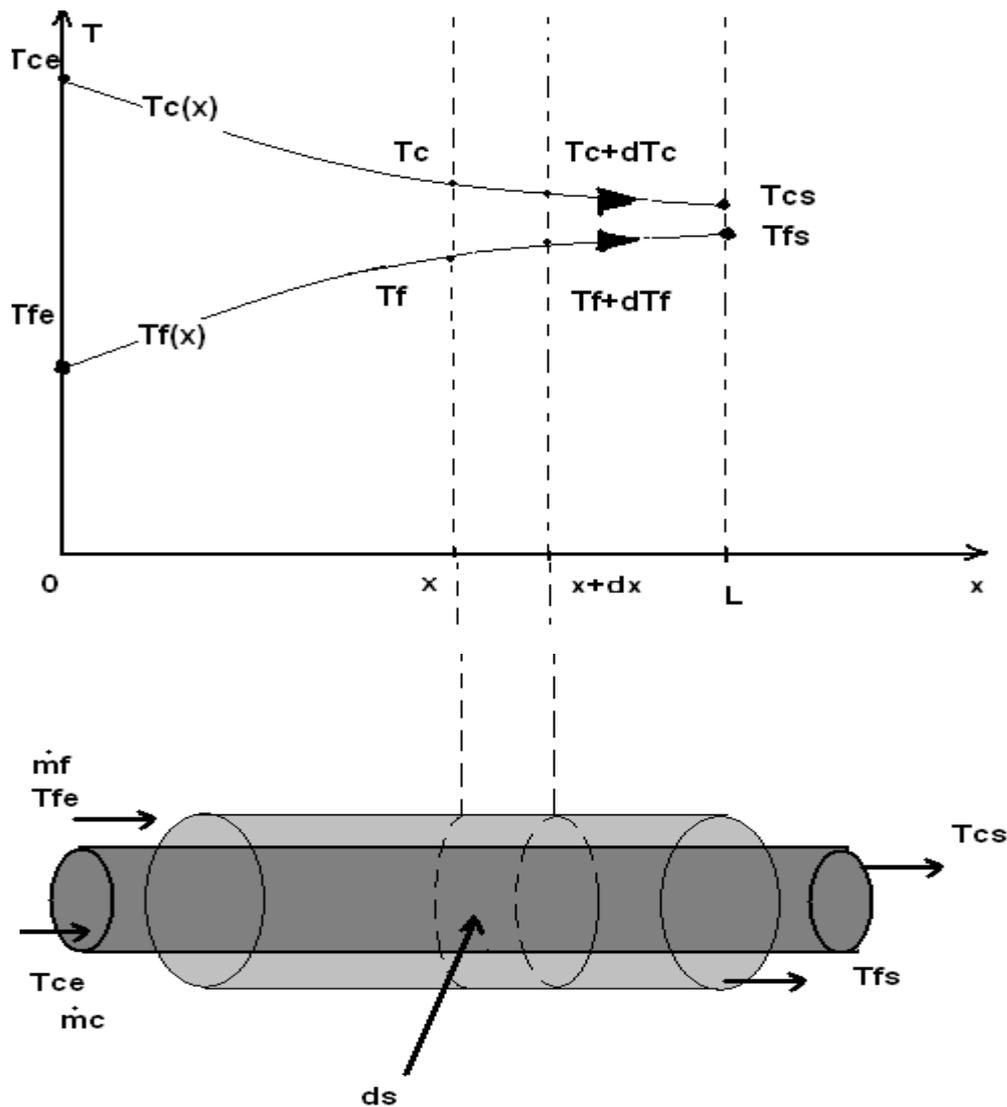


Figure 4.6- Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur co-courant.

Sont supposé connus:

- Les débits des fluides chaud et froid \dot{m}_c et \dot{m}_f ,
- Les températures d'entrée des fluides chaud et froid T_{ce} et T_{fe} ,
- Le coefficient d'échange global U .

L'objectif est alors de déterminer les performances de l'échangeur, c'est-à-dire de calculer :

- Les températures de sortie des fluides chaud et froid T_{cs} et T_{fs} ,
- Le flux de chaleur échangé Φ ,

L'éventuelle répartition spatiale des températures de fluide chaud $T_c(x)$, et froid $T_f(x)$ le long de l'échangeur [8].

- Nous allons établir la relation liant le flux de chaleur transmis dans l'échangeur au Coefficient global de transfert h et à la surface extérieure s_2 d'échange coefficient global de transfert h . **cette relation est fondamentale car elle permet de dimensionner un échangeur**, c'est-à-dire de **calculer la surface d'échange** nécessaire pour transférer un flux imposé.

Pour cela, effectuons **un bilan thermique** de la partie d'échangeur comprise entre les distances x et $x+dx$ de l'entrée de l'échangeur :

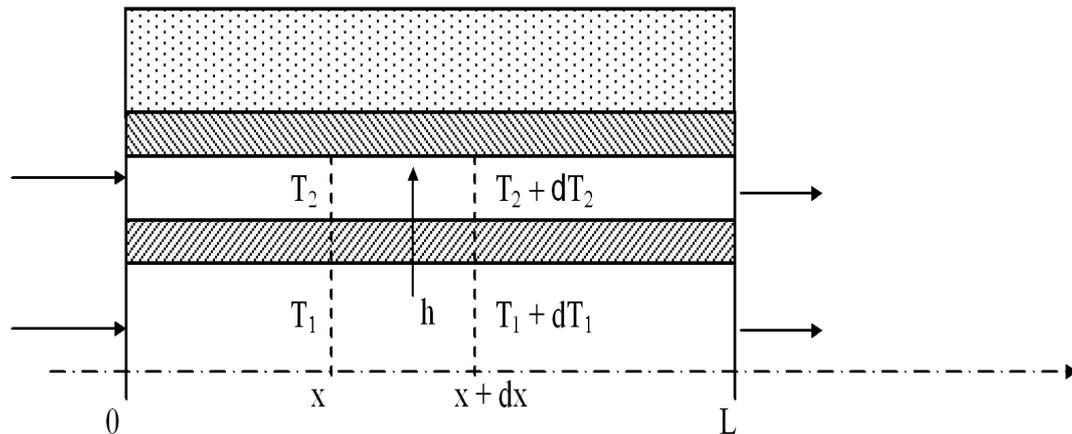


Figure 4.7- représentation des surfaces d'échanges.

- Le bilan thermique consiste à écrire que le flux de chaleur perdu par le fluide chaud lors de son passage entre les plans d'abscisse x et $x+dx$ est passé intégralement à travers la paroi de séparation des deux fluides.
- Aussi T_c dépend de T_f donc avant d'intégrer il faut établir la relation liant ces deux grandeurs. Pour cela effectue le bilan thermique de l'échangeur entre l'entrée de

L'échangeur et l'abscisse x en écrivant que le flux de chaleur perdu par le fluide chaud a été intégralement récupérés par le fluide froid [1].

Calcul du bilan :

Compte tenu des hypothèses plus haut, l'application du premier principe de la thermodynamique à la tranche de fluide chaud d'épaisseur dx échangeant la quantité de chaleur élémentaire $d\Phi_c$ conduit à :

$$\frac{du_c}{dt} = 0 = d\Phi_c + \dot{m}_c [\bar{h}_c - (\bar{h}_c + d\bar{h}_c)]$$

Où \bar{h}_c représente l'enthalpie spécifique (massique) du fluide chaud et $\frac{\partial u_c}{dt}$ la variation de son énergie interne au cours du temps.

Si l'enthalpie varie avec la température selon $d\bar{h}_c = Cp_c dT_c$, ou Cp_c représente la capacité calorifique à pression constante du fluide chaud et si on considère que le régime est établi, alors l'expression du premier principe devient :

$$0 = d\Phi_c + \dot{m}_c Cp_c [T_c - (T_c + dT_c)] \text{ , soit encore :} \quad (1)$$

$$d\Phi_c = \dot{m}_c Cp_c dT_c$$

Le même raisonnement, assorti des mêmes hypothèses concernant le fluide froid, conduit alors à :

$$d\Phi_f = \dot{m}_f Cp_f dT_f \quad (2)$$

Or, les deux quantités $d\Phi_c$ et $d\Phi_f$ sont égales et de signes opposés, si bien que l'on peut convenir de la définition de $d\Phi = d\Phi_c = -d\Phi_f > 0$

Compte tenu de l'expression du flux élémentaire que l'on dérive de l'équation :

$$\Phi = US(T_c - T_f) \quad (3)$$

Le système d'équations à résoudre devient :

$$\begin{cases} d\Phi = -\dot{m}_c Cp_c dT_c \dots\dots\dots(a) \\ d\Phi = \dot{m}_f Cp_f dT_f \dots\dots\dots(b) \\ d\Phi = U dS(T_c - T_f) \dots\dots\dots(c) \end{cases} \quad (4)$$

⇒ on va calculer T_c et T_f

On tire tout d'abord, des équations (a) et (b) : $dT_c = -\frac{d\Phi}{\dot{m}_c Cp_c}$ et

$dT_f = \frac{d\Phi}{\dot{m}_f Cp_f}$ on combine ces deux équations tirées :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\Phi \left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right)$$

On remplace cette équation dans (c) on obtient une équation différentielle décrivant le comportement de l'écart de température $T_c - T_f$ avec la surface S :

$$d(T_c - T_f) = -U dS(T_c - T_f) \left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right) ,$$

Ou encore:

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right) dS$$

Si on suppose que le coefficient d'échange global U et les deux capacités calorifiques Cp_c et Cp_f demeurent constantes le long de l'échangeur, on peut

intégrer l'équation suivante de 0 à x pour obtenir :

$$\int_{x=0}^x \frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = \ln \frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fe}} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right) S(x) ,$$

$$\frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fe}} = e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} + \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right) S} \quad (5)$$

Avec :

$$T_c(0) = T_{ce} \quad \text{Et} \quad T_f(0) = T_{fe}$$

Cette équation montre que l'écart de température entre les deux fluides est une évolution exponentielle décroissante de l'aire d'échange $S(x)$. Cet écart tend d'ailleurs vers 0 lorsque $S \rightarrow \infty$

$$\frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fe}} \rightarrow 0 \quad \text{Si} \quad S(x) \rightarrow \infty$$

L'intégral est valable quel que soit x , elle l'est donc pour la valeur $x = L$ et pour laquelle $T_c(L) = T_{cs}, T_f(L) = T_{fs}, S(L) = S$ (la surface totale), Ce que revient à :

$$\left. \begin{aligned} \Phi &= -\dot{m}_c C p_c (T_{cs} - T_{ce}) \\ \Phi &= \dot{m}_f C p_f (T_{fs} - T_{fe}) \end{aligned} \right\} \Rightarrow$$

On obtient alors :

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} + \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right) = -\frac{US}{\Phi} [(T_{cs} - T_{ce}) + (T_{fs} - T_{fe})] = \frac{US}{\Phi} [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})]$$

Que l'on écrit plus commodément :

$$\Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} = US \cdot \Delta TLM \quad (6)$$

Où ΔTLM représente la différence de température logarithmique moyenne (ΔTLM) entre les deux fluides. Ainsi le calcul du flux de chaleur dépend du produit $U.S$ que nous avons introduit en première partie et de cet écart de température.

Si cette expression s'avère simple à utiliser, elle n'en reste pas moins dépendante des températures de sortie qui sont, dans une majorité de cas pratiques, à priori inconnues. Lever indétermination suppose la résolution du système :

$$\left\{ \begin{aligned} \Phi &= US \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} \\ \Phi &= -\dot{m}_c C p_c (T_{cs} - T_{ce}) \\ \Phi &= \dot{m}_f C p_f (T_{fs} - T_{fe}) \end{aligned} \right. \quad (7)$$

La première étape consiste à exprimer le flux de chaleur indépendamment des températures de sortie. La transformation du système (7) donne :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{ce}) - (T_{fs} - T_{fe})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} \dots\dots\dots(a') \\ T_{cs} = T_{ce} - \frac{\Phi}{\dot{m}_c Cp_c} \dots\dots\dots(b') \\ T_{fs} = T_{fe} + \frac{\Phi}{\dot{m}_f Cp_f} \dots\dots\dots(c') \end{array} \right. \quad (8)$$

(à) devient alors :

$$\Phi = -US \frac{\Phi \left[\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right]}{\ln \frac{T_{ce} - T_{fe} - \Phi \left[\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right]}{T_{ce} - T_{fe}}}$$

Soit encore :

$$\ln \left[1 - \frac{\Phi}{T_{ce} - T_{fe}} \left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right) \right] = -US \left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right)$$

L'expression du flux devient :

$$\Phi = \frac{T_{ce} - T_{fe}}{\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f}} \left(1 - e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right)} \right)$$

Soit encore :

$$\Phi = \frac{\dot{m}_c Cp_c \dot{m}_f Cp_f (T_{ce} - T_{fe})}{\dot{m}_c Cp_c + \dot{m}_f Cp_f} \left(1 - e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right)} \right) \quad (9)$$

On combine l'équation (8) avec (b') et (c') on obtient les expressions finales des températures de sortie:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{T_{cs} - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \frac{\dot{m}_f Cp_f}{\dot{m}_c Cp_c + \dot{m}_f Cp_f} \left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right) s(x)} \right] \\ \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{\dot{m}_c Cp_c}{\dot{m}_c Cp_c + \dot{m}_f Cp_f} \left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \right) s(x)} \right] \end{array} \right. \quad (10)$$

De même manière on a :

$$\frac{dT_c}{(T_c - T_f)} = -\frac{Uds}{\dot{m}_c Cp_c}.$$

La multiplication de cette expression membre à membre avec l'expression (5) donne:

$$\frac{dT_c}{T_{ce} - T_{fe}} = -\frac{U}{\dot{m}_c Cp_c} e^{-U\left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f}\right)S(x)}$$

On intègre 0 et x on a:

$$\frac{T_c(x) - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} \frac{1}{\left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f}\right)} \left[e^{-U\left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f}\right)S(x)} \right]$$

De la même manière on obtient l'expression de $T_f(x)$ du fluide froid:

$$\frac{T_f(x) - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f} \frac{1}{\left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f}\right)} \left[e^{-U\left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f}\right)S(x)} \right]$$

Finalement on obtient les deux températures de sortie chaude et froide:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{cs} = T_{ce} - (T_{ce} - T_{fe}) \frac{\dot{m}_f Cp_f}{\dot{m}_c Cp_c + \dot{m}_f Cp_f} \left[1 - e^{-U\left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f}\right)S(x)} \right] \\ T_{fs} = T_{fe} + (T_{ce} - T_{fe}) \frac{\dot{m}_c Cp_c}{\dot{m}_c Cp_c + \dot{m}_f Cp_f} \left[1 - e^{-U\left(\frac{1}{\dot{m}_c Cp_c} + \frac{1}{\dot{m}_f Cp_f}\right)S(x)} \right] \end{array} \right. \quad (11)$$

Dans le cas ou cet échange à courant parallèle serait infiniment long ($x \rightarrow \infty$), les températures de sortie se rejoignent pour avoir une seule et unique valeur dont l'expression est :

$$T_\infty = \frac{\dot{m}_c Cp_c T_{ce} + \dot{m}_f Cp_f T_{fe}}{\dot{m}_c Cp_c + \dot{m}_f Cp_f} \quad (13)$$

Cette valeur limite correspond en fait à la température issue du mélange des deux fluides pris dans les mêmes conditions d'écoulement et aux mêmes températures d'entrée [1,30].

4.2.2 Fonctionnement à contre-courant :

Dans ce type d'échangeur, les deux fluides circulent dans le sens contraire, l'entrée de l'un des fluides étant à l'opposé de l'autre.

On attribue par exemple l'abscisse $x = 0$ l'entrée du fluide chaud et $x = L$ à celle du fluide froid.

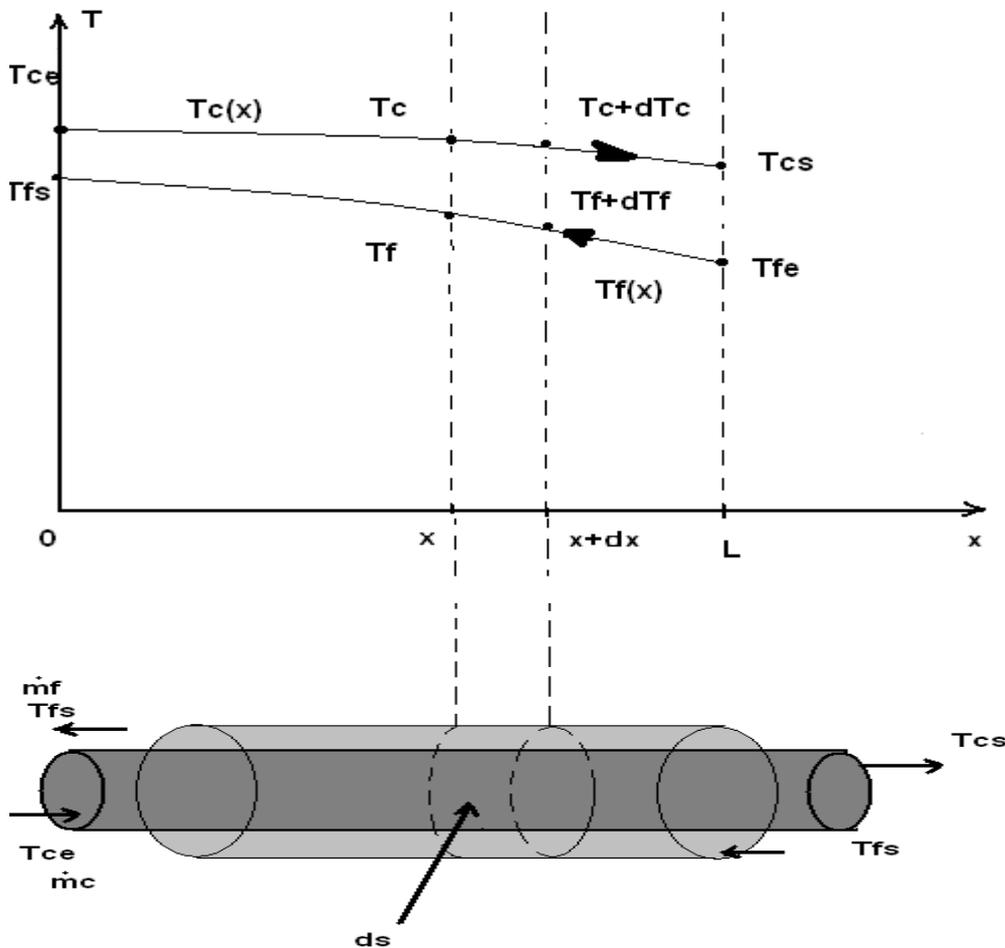


Figure 4.8- Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid d'un échangeur contre-courant.

Calcul du bilan :

En conservant les mêmes hypothèses que lors de l'étude de l'échangeur co-courant et en notant cette fois ci que $dT_f < 0$ (compte tenu de l'écoulement opposé à celui de l'axe des x) on peut écrire :

$$\begin{cases} d\Phi = -\dot{m}_c C_{p_c} dT_c \dots\dots\dots (a'') \\ d\Phi = -\dot{m}_f C_{p_f} dT_f \dots\dots\dots (b'') \\ d\Phi = U ds (T_c - T_f) \dots\dots\dots (c'') \end{cases} \quad (14)$$

Une démarche similaire à celle adoptée dans le cas du co-courant conduit alors à :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right) ds ,$$

Après intégration entre les bornes $x = 0$ et $x = L$ on aura :

$$\frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fs}} = e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right)} \quad (15)$$

Lorsque $x = L$ on a:

$$\begin{cases} T_c(L) = T_{cs} \\ T_f(L) = T_{fs} \\ S(L) = S \end{cases}$$

S : (Surface totale)

$$\Phi = -\dot{m}_c C p_c (T_{cs} - T_{ce}) \text{ Et } \Phi = \dot{m}_f C p_f (T_{fs} - T_{fe})$$

\Rightarrow

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = -US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right) = -\frac{US}{\Phi} [(T_{ce} - T_{cs}) - (T_{fs} - T_{fe})] = \frac{US}{\Phi} [(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})]$$

Que l'on écrit plus commodément :

$$\Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}} = US \cdot \Delta TLM \quad (16)$$

La détermination des lois d'évolution des deux températures le long de l'échangeur $T_c(x)$ Et $T_f(x)$:

La combinaison de (a'') et (c'') nous donne:

$$\frac{dT_c}{(T_c - T_f)} = -\frac{UdS}{\dot{m}_c C p_c} \quad (17)$$

On multiplie 17 membre à membre avec 15 on obtient :

$$\frac{dT_c}{T_{ce} - T_{fe}} = -\frac{U}{\dot{m}_c C p_c} e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right) S(x)} dS$$

Après intégration entre $x = 0$ et $x = L$ on obtient:

$$\frac{T_c(x) - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fs}} = -\frac{\dot{m}_f C p_f}{\dot{m}_f C p_f - \dot{m}_c C p_c} \left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right) S(x)} \right] \quad (18)$$

On obtiendrait de la même manière pour $T_f(x)$

$$\frac{T_f(x) - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fs}} = -\frac{\dot{m}_c C p_c}{\dot{m}_f C p_f - \dot{m}_c C p_c} \left[1 - e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right) s(x)} \right] \quad (19)$$

Ces deux expressions donnent donc les lois d'évolution de $T_c(x)$ et $T_f(x)$, c'est-à-dire le long de l'échangeur.

Toutefois, elles restent encore dépendantes de la température T_{fs} à priori inconnue

.Lever cette indétermination passe, comme nous l'avons effectué dans le cas du co-courant, par la résolution du système d'équations :

$$\begin{cases} \Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}} \\ \Phi = -\dot{m}_c C p_c (T_{cs} - T_{ce}) \\ \Phi = \dot{m}_f C p_f (T_{fs} - T_{fe}) \end{cases} \quad (20)$$

Ces expressions sont tout d'abord transformées en :

$$\begin{cases} \Phi = US \frac{(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}} & (a''') \\ \Phi = T_{ce} - \frac{\Phi}{\dot{m}_c C p_c} & (b''') \\ \Phi = T_{fe} + \frac{\Phi}{\dot{m}_f C p_f} & (c''') \end{cases} \quad (21)$$

$$\Phi = US \frac{-\frac{\Phi}{\dot{m}_c C p_c} + \frac{\Phi}{\dot{m}_f C p_f}}{\ln \frac{T_{ce} - \frac{\Phi}{\dot{m}_c C p_c} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe} - \frac{\Phi}{\dot{m}_f C p_f}}}, \text{ soit encore}$$

$$\ln \frac{T_{ce} - \frac{\Phi}{\dot{m}_c C p_c} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe} - \frac{\Phi}{\dot{m}_f C p_f}} = -US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right)$$

L'expression du flux de chaleur est alors donné par :

$$\Phi = (T_{ce} - T_{fe}) \frac{\left(1 - e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right)} \right)}{\left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right)} \right)} \quad (22)$$

La combinaison de cette dernière expression avec celles de (b'') et (c'') permettent alors de déterminer les deux températures de sortie chaude et froide :

$$T_{cs} = T_{ce} - \frac{(T_{ce} - T_{fe}) \left[1 - e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right)} \right]}{\left[\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right)} \right]} \quad (23)$$

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{(T_{ce} - T_{fe}) \left[1 - e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right)} \right]}{\left[\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} e^{-US \left(\frac{1}{\dot{m}_c C p_c} - \frac{1}{\dot{m}_f C p_f} \right)} \right]} \quad (24)$$

L'échangeur contre-courant a comme particularité les profils de température ne présentent pas toujours une même allure, selon les valeurs relatives des produits $\dot{m}_f C p_f$ et $\dot{m}_c C p_c$ que l'on note généralement C_f et C_c [1,30].

Selon les cas, on obtient 3 comportements différents qui sont :

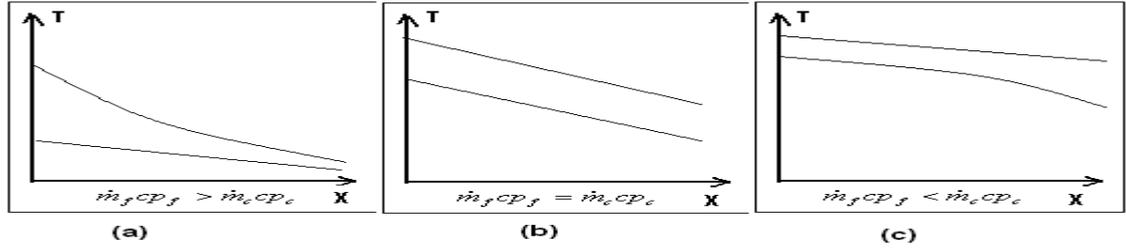


Figure 4.9- Profil de température dans un échangeur à contre-courant en fonction des valeurs prises par les débits de capacité thermique.

L'expression des dérivées secondes $\frac{d^2 T_c}{dS^2(x)}$ et $\frac{d^2 T_f}{dS^2(x)}$, issue des équations (21) et (22) sont données dans le tableau. Leurs signes définissent alors les concavités des évolutions de $T_c(x)$ et $T_f(x)$ qui s'avèrent en fait les mêmes que celui de l'écart $\dot{m}_f C_{p_f} - \dot{m}_c C_{p_c}$. [8].

Tableau : incidences remarquables des valeurs relatives de C_c et C_f sur les concavité des courbes $T_c(x)$ et $T_f(x)$ ainsi que sur les valeurs de températures limites atteintes dans le cas d'un échangeur infiniment long.

	$C_f > C_c$	$C_f < C_c$
Expression de $\frac{d^2 T_c}{dS^2(x)}$ et $\frac{d^2 T_f}{dS^2(x)}$	$\frac{d^2 T_c(x)}{dS^2(x)} = -(T_{ce} - T_{fs}) \frac{\dot{m}_f C_{p_f}}{\dot{m}_f C_{p_f} - \dot{m}_c C_{p_c}} \left[- \left[-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \right]^2 e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} \right]$	$\frac{d^2 T_f(x)}{dS^2(x)} = -(T_{ce} - T_{fs}) \frac{\dot{m}_c C_{p_c}}{\dot{m}_f C_{p_f} - \dot{m}_c C_{p_c}} \left[- \left[-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) \right]^2 e^{-U \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} - \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) S(x)} \right]$
Signe, concavité	< 0, vers le bas	> 0, vers le haut
T_∞	$T_\infty = \frac{\dot{m}_f C_{p_f} T_{fs} - \dot{m}_c C_{p_c} T_{ce}}{\dot{m}_f C_{p_f} - \dot{m}_c C_{p_c}} = \frac{C_f T_{fs} - C_c T_{ce}}{C_f - C_c}$	

Tableau 4.1 : incidences remarquables des valeurs relatives de C_c et C_f sur les concavités des courbes et ainsi que sur les valeurs de températures limites dans le cas d'un échangeur infiniment long [8].

De la figure précédente on constate que : c'est le fluide qui possède la plus faible capacité thermique C, qui subit la contrainte thermique imposée par le fluide disposant la plus forte valeur de C. par conséquent, le calcul des températures limites dans le cas d'échangeurs infiniment longs se réalise pour $S = +\infty$ dans le cas ou $C_f > C_c$ et pour $S = -\infty$ dans le cas ou $C_f < C_c$. Les expressions obtenues sont reportées dans le tableau 1.

Lorsque l'on est dans le cas précis où $C_f = C_c$ l'équation (16) montre

$$\text{que } \frac{T_c(x) - T_f(x)}{T_{ce} - T_{fs}} = 1, \text{ soit encore que } T_c(x) - T_f(x) = T_{ce} - T_{fs} = \text{cte}.$$

Ainsi l'écart de température entre les deux fluides reste constant, quelle que soit la position dans l'échangeur. Les définitions de $T_c(x)$ et $T_f(x)$ des équations (13)a et (13)b se révèlent alors indéterminées. Le développement de

$$e^{-\varepsilon} \approx 1 - \varepsilon + \frac{\varepsilon^2}{2} - \dots \text{ au premier ordre et au voisinage de 0, permet toutefois de}$$

déterminer les expressions de $T_c(x)$ et $T_f(x)$ selon :

$$\frac{T_c(x) - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fs}} \approx -\frac{U}{C} S(x)$$

$$\text{, et où } C_f = C_c = C$$

$$\frac{T_f(x) - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fs}} \approx -\frac{U}{C} S(x)$$

Les profils de températures sont donc des fonctions linéaires de $S(x)$ et même de x dans notre cas (tubes cylindriques) puisque $S(x)$ est elle-même une fonction linéaire de x .

Les expressions du flux de chaleur échangé qui ont été obtenues dans les équations (5) pour le cas co-courant et 12 pour le cas contre-courant s'écrivent de façon similaire $\Phi = US \cdot \Delta TLM$, même si jusqu'ici, l'écart de température logarithmique moyen s'exprime différemment en fonction des 4 températures T_{ce}, T_{fe}, T_{cs} et T_{fs} .

Il est toutefois possible de conserver une seule expression de ΔTLM en fonction des écarts de température à gauche (ΔT_a) et à droite (ΔT_b) de l'échangeur. En

$$\text{adoptant cette convention, l'expression générale } \Phi = US \cdot \Delta TLM = US \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}}$$

reste alors valable dans tous les cas [8].

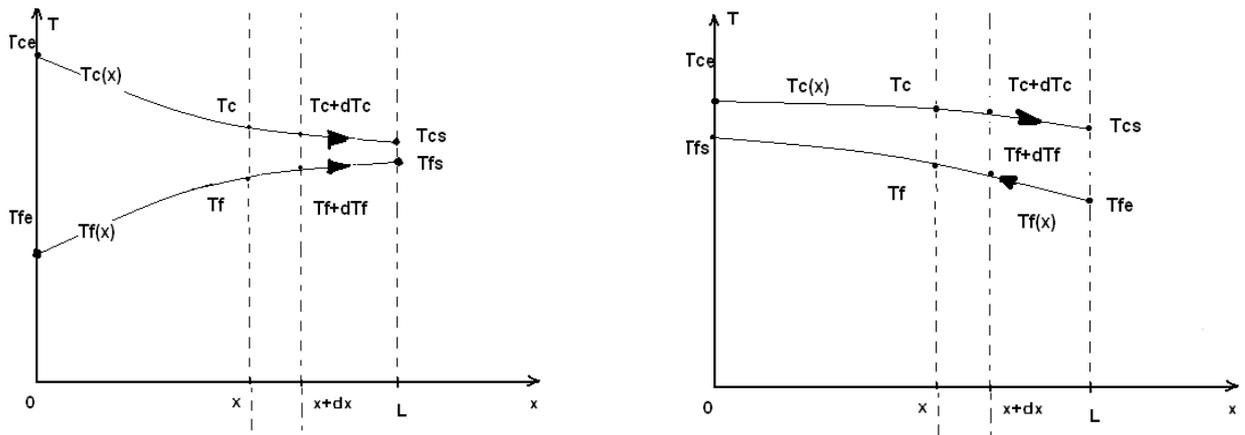


Figure 4.10- Schématisation de la convention permettant une seule expression donc le cas de l'échangeur co-courant et contre-courant.

Elle offre de plus, l'avantage de pouvoir traiter le cas particulier où l'un des fluides conserve une température quasi uniforme tout au long de l'échangeur. On observe notamment le cas lorsque le débit de capacité thermique de l'un des fluides est très nettement supérieur à celui de l'autre $\dot{m}_f C_{p_f} \gg \dot{m}_c C_{p_c}$ ou $\dot{m}_f C_{p_f} \ll \dot{m}_c C_{p_c}$ ou encore lorsque le transfert de chaleur s'effectue de façon isotherme comme c'est le cas de la condensation ou l'évaporation d'un fluide pur. Ainsi, lorsqu'il y a plus de différence entre les températures de sortie et d'entrée de un des fluides, la distinction co-courant où contre-courant disparaît. Les profils que l'on obtient sont alors ceux que l'on peut voir sur la figure 1 pour le cas où $T_c = \text{cte}$ (cas du condenseur) et pour le cas où $T_f = \text{cte}$ (cas de l'évaporateur) [8].

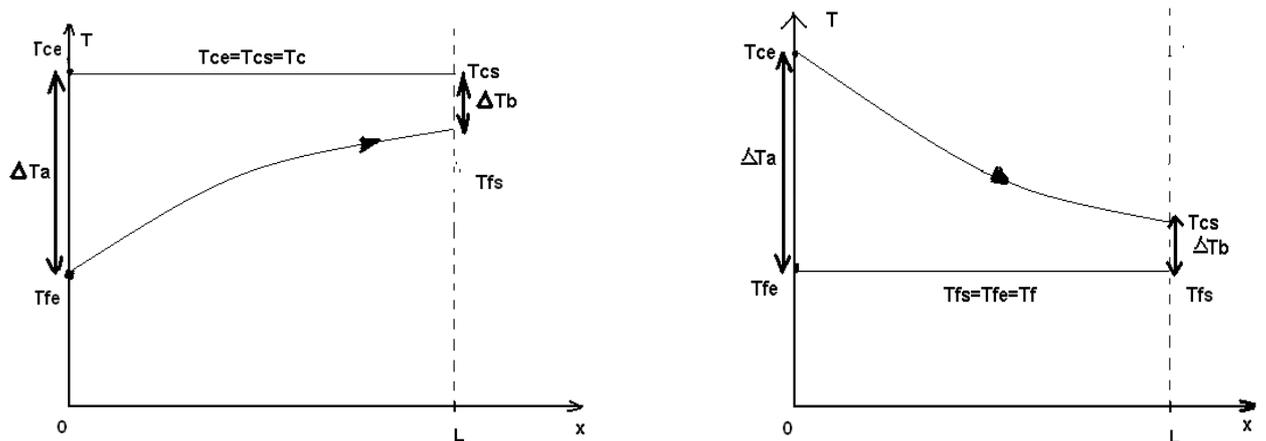


Figure 4.11- Représentation des allures de températures dans le cas d'un condenseur (à gauche) et d'un évaporateur (à droite).

L'application de l'équation (6) ou (16) au cas du condenseur par exemple conduit à :

$$\Phi = US \cdot \Delta TLM = US \frac{(T_c - T_{fe}) - (T_c - T_{fs})}{\ln \frac{T_c - T_{fe}}{T_c - T_{fs}}} = US \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{\ln \frac{T_c - T_{fe}}{T_c - T_{fs}}}$$

Compte tenu du fait que le flux s'exprime aussi par $\Phi = \dot{m}_f C p_f (T_{fs} - T_{fe})$, on

obtient alors $\frac{T_{fs} - T_c}{T_{fe} - T_c} = e^{-\frac{US}{\dot{m}_f C p_f}}$, expression qui donne directement la température de

sortie du fluide froid. On parvient à un résultat similaire dans le cas de l'évaporateur avec

$$\frac{T_{cs} - T_f}{T_{ce} - T_f} = e^{-\frac{US}{\dot{m}_c C p_c}} \quad [8].$$

4.2.3 Efficacité d'un échangeur :

Définition : On définit l'efficacité d'un échangeur comme le rapport du flux de chaleur effectivement transféré dans l'échangeur au flux de chaleur maximal qui serait transféré dans les mêmes conditions de températures d'entrée des deux fluides dans un échangeur tubulaire de longueur infinie fonctionnant à contre-courant

$$E = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{maximum}}$$

Flux thermique maximum d'un échangeur :

- la puissance maximum d'échange est obtenue lorsque l'un des fluides subit un changement de température égal au gradient de température maximum existant dans l'appareil, qui est la différence entre les températures d'entrée des fluides chaud et froid

$$\Delta T_{\max} = T_{ce} - T_{fe}$$

Le Flux thermique maximum transférable par un échangeur est atteint dans un échangeur contre-courant infiniment long. Dans une telle configuration l'un des fluides subit le changement de température le plus élevé (le fluide qui a le plus petit débit thermique unitaire accuse le changement de température le plus important).

$$\Phi_{\max} = C_{\min} \cdot \Delta T_{\max} = (\dot{m} C_p)_{\min} \cdot (T_{ce} - T_{fe})$$

- si on est dans le cas où $C_c < C_f$ cet écart de température est atteint par le fluide chaud qui voit sa température évoluer de T_{ce} vers T_{fe} . Le Flux thermique maximal est alors donné par :

$$\Phi_{\max} = \dot{m}_c C p_c (T_{ce} - T_{fe}) = C_c (T_{ce} - T_{fe})$$

- si au contraire on se trouve dans le cas où $C_f < C_c$, c'est dans ce cas le fluide froid qui subit le plus grand écart de température de T_{fe} vers T_{ce} , conduisant au flux de chaleur maximal :

$$\Phi_{\max} = \dot{m}_f C p_f (T_{ce} - T_{fe}) = C_f (T_{ce} - T_{fe})$$

Ainsi, de façon générique, Le Flux maximal s'exprime dans tous les cas par :

$$\Phi_{\max} = \dot{m}_{\min} C p_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})$$

$$\Phi_{\max} = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})$$

- la notion d'efficacité découle de cette dernière valeur puisqu'elle caractérise le rapport entre le flux effectivement transmis, au flux maximum transférable et s'écrit :

$$E = \frac{\Phi}{\Phi_{\max}} = \frac{\dot{m}_c C p_c (T_{ce} - T_{cs})}{\dot{m}_{\min} C p_{\min} (T_{ce} - T_{fe})} = \frac{\dot{m}_f C p_f (T_{fs} - T_{fe})}{\dot{m}_{\min} C p_{\min} (T_{ce} - T_{fe})}$$

$$\Phi_{\max} = \dot{m}_{\min} C p_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) = C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})$$

Avec :

$$\text{Si } \dot{m}_c C p_c < \dot{m}_f C p_f \Rightarrow C_{\min} = \dot{m}_c C p_c \text{ et } E = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

$$\text{Si } \dot{m}_c C p_c > \dot{m}_f C p_f \Rightarrow C_{\min} = \dot{m}_f C p_f \text{ et } E = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

1- Cas où $C_c < C_f$: on dit que le fluide chaud commande le transfert :

$$\text{Si } L \rightarrow \infty \text{ alors } T_{cs} \rightarrow T_{fe} \text{ d'où } \begin{cases} \Phi_{\max} = C_c (T_{ce} - T_{fe}) \\ \Phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) \end{cases}$$

On définit alors une efficacité de refroidissement :

$$E_r = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

2- Cas où $C_f < C_c$ on dit que le fluide froid commande le transfert :

$$\text{Si } L \rightarrow \infty \quad T_{fe} \rightarrow T_{ce} \text{ d'où, } \begin{cases} \Phi_{\max} = C_f (T_{ce} - T_{fe}) \\ \Phi = C_f (T_{fs} - T_{fe}) \end{cases}$$

On définit alors une efficacité de chauffage :

$$E_c = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

- De manière générale : les figures 4.12 et 4.13 montrent qu'avec un échangeur à contre-courant infiniment long et sans pertes T_{fs} tend vers T_{ce} si $\dot{m}_f C_{p_f} < \dot{m}_c C_{p_c}$, tandis que c'est T_{cs} qui tend vers T_{fe} lorsqu'on a $\dot{m}_c C_{p_c} < \dot{m}_f C_{p_f}$ avec un gradient de température maximum dans l'appareil, $T_{ce} - T_{fe}$. Dans tous les cas, quelque soit le modèle d'échangeur on voit aisément qu'aucun des fluides ne peut subir une variation de température supérieure à $T_{ce} - T_{fe}$, car alors il faudrait que le fluide froid sorte à une température supérieure à T_{ce} , ou que le fluide chaud sorte à une température inférieure à T_{fe} , ce qui est physiquement impossible.
- Ainsi, à condition de connaître l'efficacité de l'échangeur, on peut déduire la puissance réellement échangée par la relation :

$$\Phi = E.C_{\min} (T_{ce} - T_{fe}) \text{ Avec : } C_{\min} = (\dot{m}c_p)_{\min}$$

Tout en faisant intervenir que les températures d'entrée des fluides

Cas de l'échangeur co-courant :

- Nous avons vu précédemment que

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -us \left(\frac{1}{\dot{m}_c C_{p_c}} + \frac{1}{\dot{m}_f C_{p_f}} \right) = -\frac{us}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right),$$

Que l'on peut encore écrire:

$$\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = e^{-\frac{us}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right)} \dots\dots\dots (*)$$

Si on se place dans le cas ou' $C_{\min} = C_c$ l'efficacité s'écrit :

$$E = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$$

Le principe de conservation de l'énergie nous donne quand à lui

$$\Phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe}) \text{ d'où on tire } T_{fs} = T_{fe} + \frac{C_c}{C_f} (T_{ce} - T_{cs})$$

Ainsi, le nombre de gauche de l'équation (*) s'écrit encore:

$$\frac{T_{cs} - T_{fe} - \frac{C_c}{C_f} (T_{ce} - T_{cs})}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{T_{cs} - T_{ce} + T_{ce} - T_{fe} - \frac{C_c}{C_f} (T_{ce} - T_{cs})}{T_{ce} - T_{fe}} = 1 - \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right) = 1 - E \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right)$$

$$\text{L'équation (*) devient alors } 1 - E \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right) = e^{-\frac{us}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right)}$$

$$\text{D'où on tire la valeur de l'efficacité } E = \frac{1 - e^{-\frac{us}{C_f} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right)}}{1 + \frac{C_c}{C_f}}$$

De façon générale les deux expressions peuvent être regroupées en une seule équation :

$$E = \frac{1 - e^{-\frac{us}{C_{\min}} \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)}}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}$$

Cas de l'échangeur contre-courant:

Comme précédemment, nous allons partir d'un résultat déjà acquis qui est donné par :

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = -us \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} \right)$$

Sachant que le bilan énergétique de l'échangeur nous donne

$$C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe}), \text{ on en déduit que}$$

$$T_{cs} - T_{fe} = (T_{ce} - T_{fs}) + (T_{fs} - T_{fe}) \left(1 - \frac{C_f}{C_c} \right)$$

La combinaison précédente conduit alors à :

$$\frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = 1 + \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} \left(1 - \frac{C_f}{C_c} \right) = 1 + \frac{C_c}{C_f} \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{T_{ce} - T_{fs}} \left(1 - \frac{C_f}{C_c} \right) = e^{-us \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_f} \right)}$$

Ou encore
$$\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{cs}} = \frac{\frac{C_c}{C_f} - 1}{e^{\frac{us}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1} \quad \text{or,}$$

$$\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{cs}} = \frac{T_{ce} - T_{fe} + T_{fe} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{cs}} = \frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{cs}} = \frac{1}{E} - \frac{C_c}{C_f}$$

Lorsque $C_{\min} = C_c$

On obtient enfin:

$$\frac{1}{E} - \frac{C_c}{C_f} = \frac{\frac{C_c}{C_f} - 1}{e^{\frac{us}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1}$$

Qui nous donne alors:

$$E = \frac{e^{\frac{us}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1}{\frac{C_c}{C_f} e^{\frac{us}{C_c} \left(1 - \frac{C_c}{C_f}\right)} - 1}$$

Généralement, la quantité adimensionnelle $\frac{us}{C_{\min}}$, appelé Nombre d'unité de

transfert est noté Nut et la quantité $\frac{C_{\min}}{C_{\max}}$, rapport des débits de capacités thermiques,

et noté C_r

Nombre d'unité de transfert :

Définition : On appelle nombre d'unité de transfert noté le rapport adimensionnel

$\frac{hS}{C_c}$ qui est aussi égal à $\frac{T_{ce} - T_{fe}}{\Delta T_m}$ pour le fluide chaud dans le cas d'un échangeur

tubulaire simple : $Nu_c = \frac{hS}{C_c} = \frac{T_{ce} - T_{fe}}{\Delta T_m}$

Le NUT est représentatif **du pouvoir d'échange de l'échangeur**. nous allons montrer dans ce qui suit qu'il est lié à l'efficacité de l'échangeur et que son utilisation permet de simplifier les calculs de dimensionnement des échangeurs.

Relation entre NUT et efficacité :

Considérons le cas d'un échangeur tubulaire simple fonctionnant à contre-courant et supposons que le fluide chaud commande le transfert $C_c < C_f$ donc :

$$E_r = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}}$$

Posons $C_r = \frac{C_c}{C_f} < 1$ et $\Delta T_{\max} = T_{ce} - T_{fe}$

$$NuT_c = \frac{hs_f}{C_c} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Delta T_s - \Delta T_e}$$

Exprimant ΔT_e et ΔT_s en fonction de ΔT_{\max} et E_r , nous pouvons écrire :

$$\Delta T_s = T_{cs} - T_{fe} = T_{cs} - T_{ce} + T_{ce} - T_{fe} = -E_r \Delta T_{\max} + \Delta T_{\max} = \Delta T_{\max} (1 - E_r)$$

$$\Delta T_e = T_{ce} - T_{fs} = T_{ce} - T_{fe} + T_{fe} - T_{fs} = \Delta T_{\max} - C_r (T_{ce} - T_{cs}) = \Delta T_{\max} (1 - C_r E_r)$$

Nous en déduisons l'expression du NuT en fonction de ΔT_{\max} et de E_r :

$$NuT_c = \frac{\Delta T_{\max} E_r}{\Delta T_{\max} (1 - E_r) - \Delta T_{\max} ((1 - C_r E_r))} \ln \left[\frac{\Delta T_{\max} (1 - E_r)}{\Delta T_{\max} (1 - C_r E_r)} \right] = \frac{1}{1 - C_r} \ln \left(\frac{1 - C_r E_r}{1 - E_r} \right)$$

En reprenant ce calcul dans le cas où le fluide froid commande le transfert puis pour un fonctionnement à contre-courant nous obtenons les relations générales suivantes :

Co-courant	Contre -courant
$NUT_{\max} = \frac{-\ln(1 - (1 + C_r)E)}{1 + C_r}$ $r \quad 1 - e^{(NUT_{\max}(1 + C_r))}$	$NUT_{\max} = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{E - 1}{C_r E - 1} \right)$ $r \quad 1 - e^{(-NUT_{\max}(1 - C_r))}$

Avec : $NUT_{\max} = \frac{hS}{C_{c \min}}$ et $C_r = \frac{C_{c \min}}{C_{c \max}}$

-pour tous les types d'échangeurs :

$$E = 1 - e^{(-NUT_{\max})} \quad \text{Et} \quad NUT_{\max} = -\ln(1 - E) \quad \text{si} \quad C_r = 0$$

-pour l'échangeur à contre -courant : $E = \frac{NUT_{\max}}{NUT_{\max} + 1}$ et $NUT_{\max} = \frac{E}{1 - E}$ si $C_r = 1$.

L'utilisation de ces formules a permis d'établir des abaques.

Donc :

Les formules pour la méthode de l'efficacité sont :

Co-courant $E = \frac{1 - e(-NUT_{\max}(1 + C_r))}{1 + C_r}$

Contre-courant $E = \frac{1 - e(-NUT_{\max}(1 - C_r))}{1 - C_r e^{-[NUT_{\max}(1 - C_r)]}}$

Avec: $NUT_{\max} = \frac{uS}{C_{\min}}$ $C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$

Donc pour caractériser les performances thermiques d'un échangeur:

$$E = \frac{C_c(T_{ce} - T_{cs})}{C_{\min}(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{C_f(T_{fs} - T_{fe})}{C_{\min}(T_{ce} - T_{fe})}$$

Avec : $0 \leq E \leq 1$ E est sans dimensions

- il est à noter que sous l'une ou l'autre forme, la définition de E ne prend en compte que trois des quatre températures concernées. En d'autres termes, trois quelconques des températures d'entrée-sortie suffisent à caractériser E . par ailleurs, $E_{\max} = 1$ est atteint si l'échangeur est à contre courant infiniment long et sans pertes.

Introduisons deux nouvelles grandeurs sans dimension :

$$E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \text{ Efficacité relative cotée fluide chaude}$$

$$E_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \text{ Efficacité relative cotée fluide froide.}$$

Il existe une relation simple entre E_c et E_f soit R le rapport des débits thermiques unitaires, que l'on appelle encore « facteur de déséquilibre ».

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

L'ensemble des cas possibles se subdivise en deux :

Ou bien $C_{\min} = C_c$ alors, d'après les relations s on a :

$$E = E_c = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{1}{R} E_f$$

$$R = \frac{E_f}{E_c} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{cs}}$$

Ou bien $C_{\min} = C_f$ et l'efficacité vaut:

$$E = E_f = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{1}{R} E_c$$

$$R = \frac{E_c}{E_f} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{fs} - T_{fe}}$$

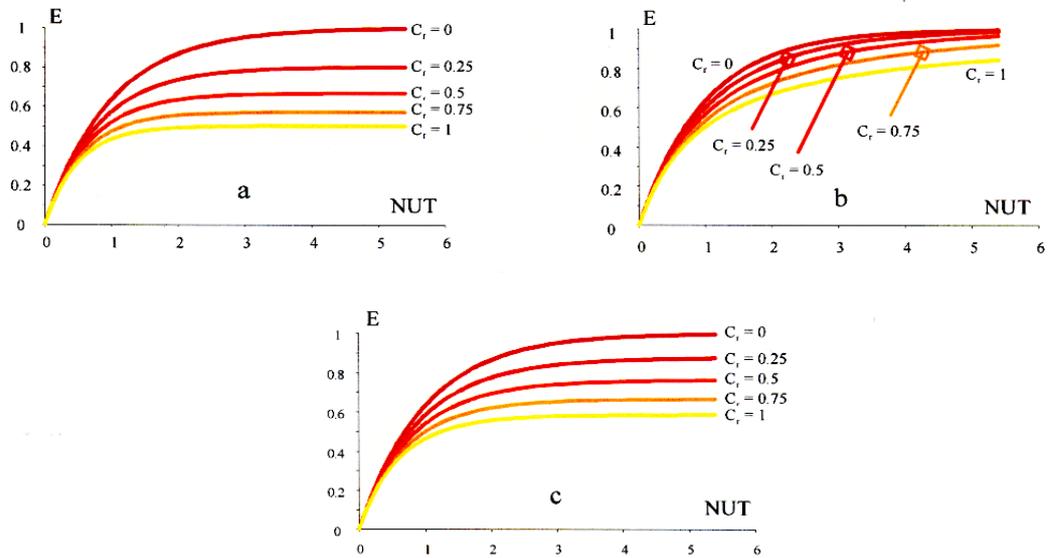


Figure 4.12. Evolution de l'efficacité en fonction du NUT et pour différentes valeurs de C_r dans le cas :
 a) d'un échangeur co-courant
 b) d'un échangeur contre courant
 c) d'un échangeur à une calandre et a un multiple de 2 passes de tubes.

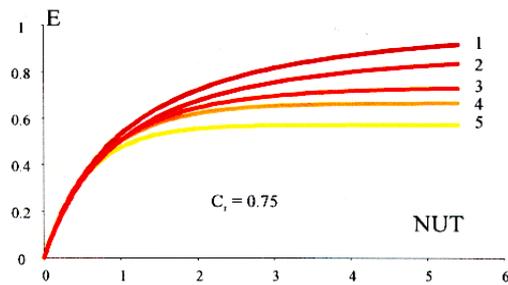


Figure 4.13. Evolution de l'efficacité avec le NUT (avec $C_r=0.75$), pour différentes configurations d'échangeurs :
 1. Contre-courant,
 2. Courant croisé, fluides non brassés,
 3. Courant croisé, fluide à C_{min} brassé,
 4. Une calandre et multiple de 2 passes de tubes
 5. Co-courant.

4.2.4 Profile des températures dans un tube cylindrique :

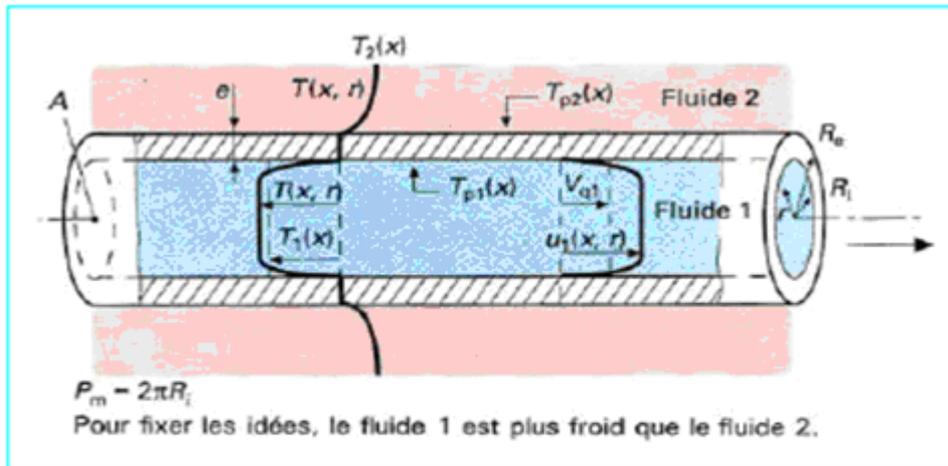


Figure 4.14- profile de température et de vitesse dans un tube.

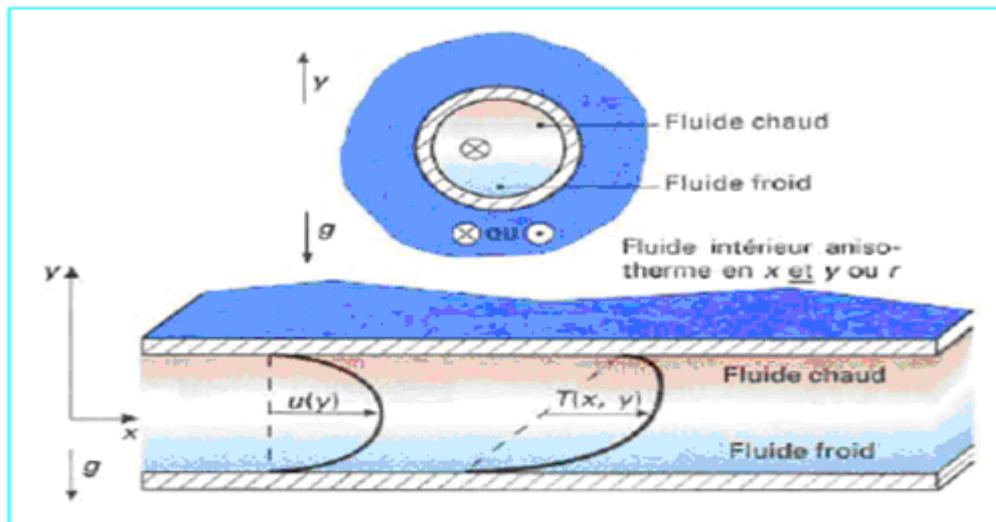


Figure 4.15- Symétrie géométrique et dissymétrie thermique dans le champ de Pesanteur due aux différences de masse volumique avec la température T .

- ❖ Etude de la répartition axiale des températures dans un échangeur à tubes co-axiaux. Cas de l'échangeur co-courant et contre-courant faisant intervenir deux fluides sans changement de phase en régime permanent.

Hypothèses :

- les variables (températures de fluide) sont principalement dépendantes de leurs positions axiales : pas de variation avec l'angle, ni avec le rayon,
- Les variations de pression sont négligées,
- les variations d'énergie cinétiques et potentielles sont négligées,
- Les capacités calorifiques des deux fluides sont constantes au cours de la transformation,
- Les échanges thermiques ne sont que d'origine convective,
- Les coefficients d'échange convectif sont constants,
- L'échange conductif au sein de la paroi est négligé,
- L'échangeur est isolé thermiquement de l'extérieur.

Modélisation :

La représentation de l'échangeur est la suivante :

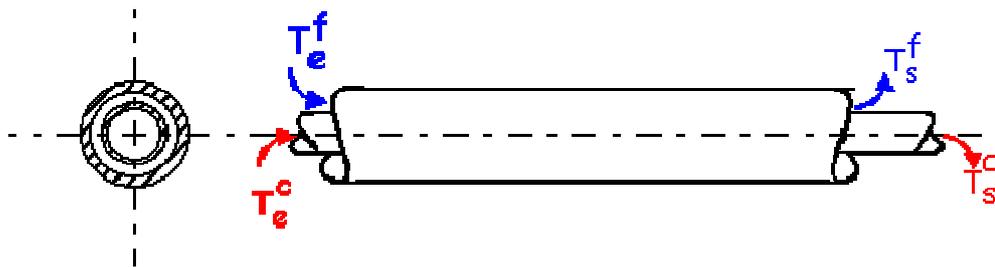


Figure 4.14- : Représentation schématique de l'échangeur.

L'espace (position axiale) est discrétisé en éléments infinitésimaux de longueur dx . On suppose ensuite que les volumes engendrés par ces éléments sont suffisamment petits pour que la température des deux fluides y soit constante.

Sa représentation est la suivante :

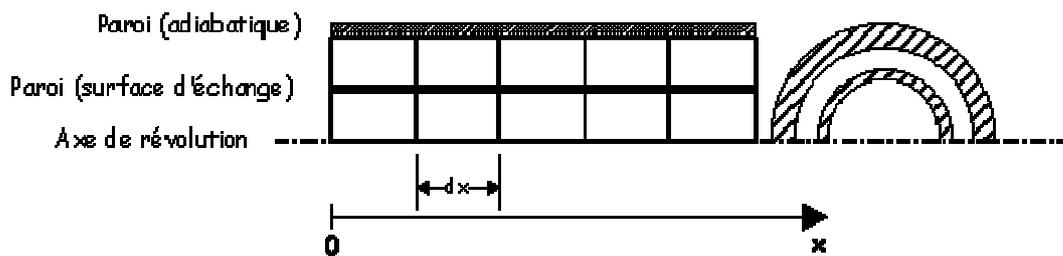


Figure 4.15- : Séparation de l'échangeur en éléments de volume.

La représentation schématique des échanges au sein d'une tranche d'échangeur est la suivante:

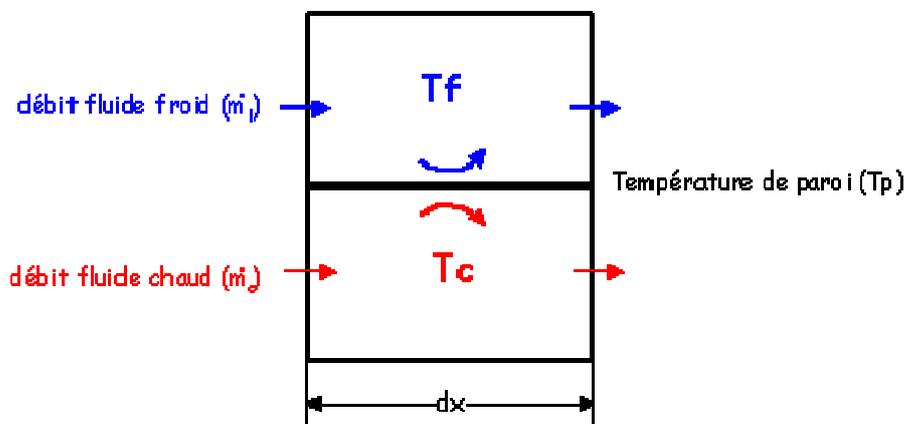


Figure 4.16- : Tranche élémentaire d'échangeur.

Le premier principe appliqué à l'élément de volume froid de surface d'échange dS_f s'écrit

$$\frac{dU}{dt} = 0 = \delta\dot{Q} + \dot{m}(h_s - h_f)$$

L'enthalpie variant de dh au cours de sa traversée du volume, on a : $h_s = h_e + dh$.

Par ailleurs, on a $\delta\dot{Q} = K_f dS_f (T_f - T_p)$ et $dh = C_{p_f} dT_f$

Le premier principe s'écrit alors : $K_f dS_f (T_f - T_p) + \dot{m}_f C_{p_f} dT_f = 0$

Avec :

- K coefficient d'échange convectif (W/m².°K)
- dS Surface d'échange élémentaire (m²)
- \dot{m} Débit massique de fluide (Kg/s)
- Cp Capacité calorifique du fluide (J/Kg.°K)
- T_f Température du fluide froid (variable) (°C)
- T_c Température du fluide chaud (variable) (°C)
- T_p Température de paroi (°C)

La même démarche appliquée au fluide chaud conduit à :

$$K_c dS_c (T_c - T_p) + \dot{m}_c C_{p_c} dT_c = 0$$

Pour avoir une relation directe avec x, posons dS=S.dx où S représente la surface linéique (m²/m). De la sorte, l'équation initiale permettra de traiter indifféremment le cas de tubes de sections différentes, avec ou sans ailettes (un tube rond de diamètre D a un S de π D, un tube carré de côté a, un S de 4a,...)

Le système devient alors :

$$\begin{cases} \dot{m}_f C_{p_f} \frac{dT_f}{dx} = \sum_f K_f (T_p - T_f) \\ \dot{m}_c C_{p_c} \frac{dT_c}{dx} = \sum_c K_c (T_p - T_c) \end{cases} \quad [A]$$

Cherchons à éliminer T_p de notre expression.

Comme il y a conservation de l'énergie (premier principe appliqué au système global), on peut écrire :

$$d\phi = dx \cdot [K \sum_{\epsilon} (T_c - T_f)] \quad [B]$$

Qui ne fait plus intervenir T_p mais bien T_c et T_f ainsi que le facteur $[\sum K]_{\epsilon}$ caractérisant l'échange global entre les deux fluides.

Ce flux peut encore s'écrire pour chacun des fluides :

$$d\phi = -\dot{m}_c C_{p_c} dT_c = \dot{m}_f C_{p_f} dT_f \quad [C]$$

Soit encore

$$d\phi = dx \sum_f K_f (T_p - T_f) = -dx \sum_c K_c (T_p - T_c) \quad [D]$$

Exprimons les écarts de température sur chacun des fluides :

$$\begin{aligned} (T_c - T_p) &= \frac{d\phi}{dx \sum_c K_c} \\ (T_p - T_f) &= \frac{d\phi}{dx \sum_f K_f} \end{aligned} \quad [E]$$

En sommant ces deux expressions on obtient :

$$(T_c - T_f) = \frac{d\phi}{dx \sum_c K_c} + \frac{d\phi}{dx \sum_f K_f} = d\phi \left[\frac{1}{dx \sum_c K_c} + \frac{1}{dx \sum_f K_f} \right]$$

$$[\sum K]_g = \frac{1}{\left[\frac{1}{\sum_c K_c} + \frac{1}{\sum_f K_f} \right]}$$

Par identification avec [B] on a donc :

Et alors le système devient :

$$\begin{cases} \dot{m}_f C_{p_f} \frac{dT_f}{dx} = [\sum K]_g (T_c - T_f) \\ \dot{m}_c C_{p_c} \frac{dT_c}{dx} = [\sum K]_g (T_f - T_c) \end{cases} \quad [F]$$

Arrivé en ce point, la modélisation du système est terminée.

Discretisation :

Les deux équations étant du même type, la discrétisation qui suit est valable pour les deux fluides.

La discrétisation dans l'espace s'effectue par exemple en choisissant un pas d'espace constant qui donc implique la connaissance des positions x_i des différents volumes.

$\frac{dT}{dx}$ Représente la dérivée de la fonction T au point x. Sa valeur est par conséquent égale à la pente de la tangente de la courbe T en x.

Dans la mesure où le système est discrétisé en espace, l'accès à la valeur de la dérivée n'est accessible que pour les valeurs x_i .

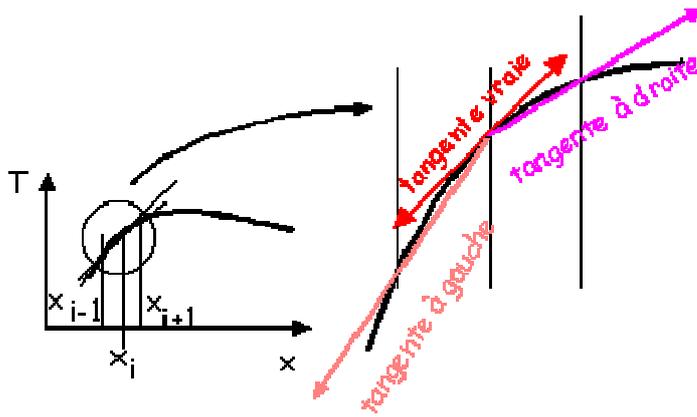


Figure 4.17- : Signification géométrique des tangentes à gauche et à droite.

La méthode d'Euler consiste à écrire que $\left. \frac{dT}{dx} \right|_i = \frac{T_{i+1} - T_i}{x_{i+1} - x_i}$

On notera que cette écriture ne fait intervenir pour la dérivée calculée en i que des termes en i et $i+1$ donc à droite du point considéré. On parle alors d'une discrétisation selon un schéma aval. L'utilisation d'un schéma amont (donc à gauche) consiste à écrire :

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_i = \frac{T_i - T_{i-1}}{x_i - x_{i-1}}$$

Une troisième possibilité revient à combiner chacune des deux formulations avec un coefficient pondérateur ε :

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_i = \varepsilon \frac{T_{i+1} - T_i}{x_{i+1} - x_i} + (1 - \varepsilon) \frac{T_i - T_{i-1}}{x_i - x_{i-1}}$$

Lorsque ce dernier est égal à 0.5, on parle alors de schéma centré ou de la méthode de la tangente améliorée. On remarquera enfin que cette dernière expression permet d'envisager tous les cas précédents:

- $\varepsilon = 0$: schéma amont,
- $\varepsilon = 0.5$: schéma centré,
- $\varepsilon = 1$: schéma aval.

On voit donc que face à un objectif, il existe plusieurs possibilités de l'aborder. On voit aussi sur le schéma précédent (figure 4.17-), l'origine de l'erreur due à la discrétisation : différence entre dérivée vraie en x (si on était capable de la calculer) et celle calculée après discrétisation (à certaines positions x_i seulement) et que cette erreur est d'autant plus grande que dx est grand.

Bien évidemment cette erreur diminue avec dx (augmentation du nombre de points de calcul) puisqu'on tend vers la valeur vraie. Il y a donc un compromis entre la précision que l'on recherche et le temps de calcul directement proportionnel au nombre de points à traiter.

Si on applique à notre cas une discrétisation de type Euler avec un schéma aval,

$$\frac{T_{i+1}^f - T_i^f}{x_{i+1} - x_i} = \frac{[\Sigma K]_g}{\dot{m}_f c_{p_f}} (T_i^c - T_i^f)$$

l'équation de départ s'écrit désormais :

Résolution :

Puisque le système est axisymétrique cette équation est valable quelle que soit la valeur de i donc quelle que soit la position du volume dans l'échangeur. Elle l'est donc pour le premier point ($x=0$, $\Rightarrow i=0$) qui s'écrit:

$$\frac{T_1^f - T_0^f}{x_1 - x_0} = \frac{[\Sigma K]_g}{\dot{m}_f c_{p_f}} (T_0^c - T_0^f) \quad [G]$$

Cette expression fait apparaître les valeurs T_0^f et T_0^c qui représentent les températures d'entrée des fluides dans l'échangeur, donc faisant partie des données du problème.

L'équation ne fait plus intervenir alors que la seule inconnue T_1^f que l'on peut calculer.

La même démarche sur l'autre fluide permet de connaître les deux valeurs de température dans le premier volume (T_1^f et T_1^c).

Lorsque cette opération est effectuée maintenant sur le volume, on se retrouve dans le même cas que précédemment (une équation, une inconnue) et on peut ainsi, de proche en proche, calculer le profil de température des deux fluides pour la totalité de l'échangeur.

4.2.5 Discrétisation des températures :

$$\begin{cases} \dot{m}_f c_{p_f} \frac{dT_f}{dx} = [\xi K]_g (T_c - T_f) \\ \dot{m}_c c_{p_c} \frac{dT_c}{dx} = [\xi K]_g (T_f - T_c) \end{cases} \quad \text{Avec : } [\xi K]_g = \frac{1}{\left[\frac{1}{\Sigma_c K_c} + \frac{1}{\Sigma_f K_f} \right]}$$

Discrétisation en Amont :

$$\frac{\Delta T}{\Delta X} \Big|_i = \frac{T_{i+1} - T_i}{X_{i+1} - X_i}$$

Pour $x = 0 \Rightarrow i = 0$

$x = x + \Delta x \Rightarrow i =$

$$\begin{cases} \frac{T_1^f - T_0^f}{x_1 - x_0} = \frac{[\Sigma K]_g}{\dot{m}_f c_{p_f}} (T_0^c - T_0^f) \\ \frac{T_1^c - T_0^c}{x_1 - x_0} = \frac{[\xi K]_g}{\dot{m}_c c_{p_c}} (T_0^f - T_0^c) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \frac{T_{i+1}^f - T_i^f}{x_{i+1} - x_i} = \frac{[\Sigma K]_g}{\dot{m}_f c_{p_f}} (T_i^c - T_i^f) \\ \frac{T_{i+1}^c - T_i^c}{x_{i+1} - x_i} = \frac{[\xi K]_g}{\dot{m}_c c_{p_c}} (T_i^f - T_i^c) \end{cases}$$

Chapitre V:

RESOLUTION ANALYTIQUE ET NUMERIQUE

5.1 Dimensionnement d'un échangeur thermique :

Le dimensionnement thermique des échangeurs de chaleur c'est un problème très complexe. Sa complexité vient de plusieurs facteurs qui sont :

- La grande diversité des appareils (échangeurs tubulaires, à plaques, etc.) ;
- la variété des régimes d'écoulement : simple phase en régime laminaire ou turbulent, avec ou sans effet de convection naturelle, di-phasique en évaporation ou en condensation, condensation avec ou sans incondensables, mélanges de fluides, etc. ;
- Le nombre important des configurations d'écoulement, pouvant aller bien au-delà de deux fluides dans le cas d'un échangeur compact, par exemple.

Le plus souvent, l'énergéticien n'a pas à concevoir ces échangeurs, il se contente de les sélectionner. On part de la connaissance des puissances nécessaires et on sélectionne les composants d'après les documentations fournies par le constructeur.

5.1.1 Logique de la phase de dimensionnement :

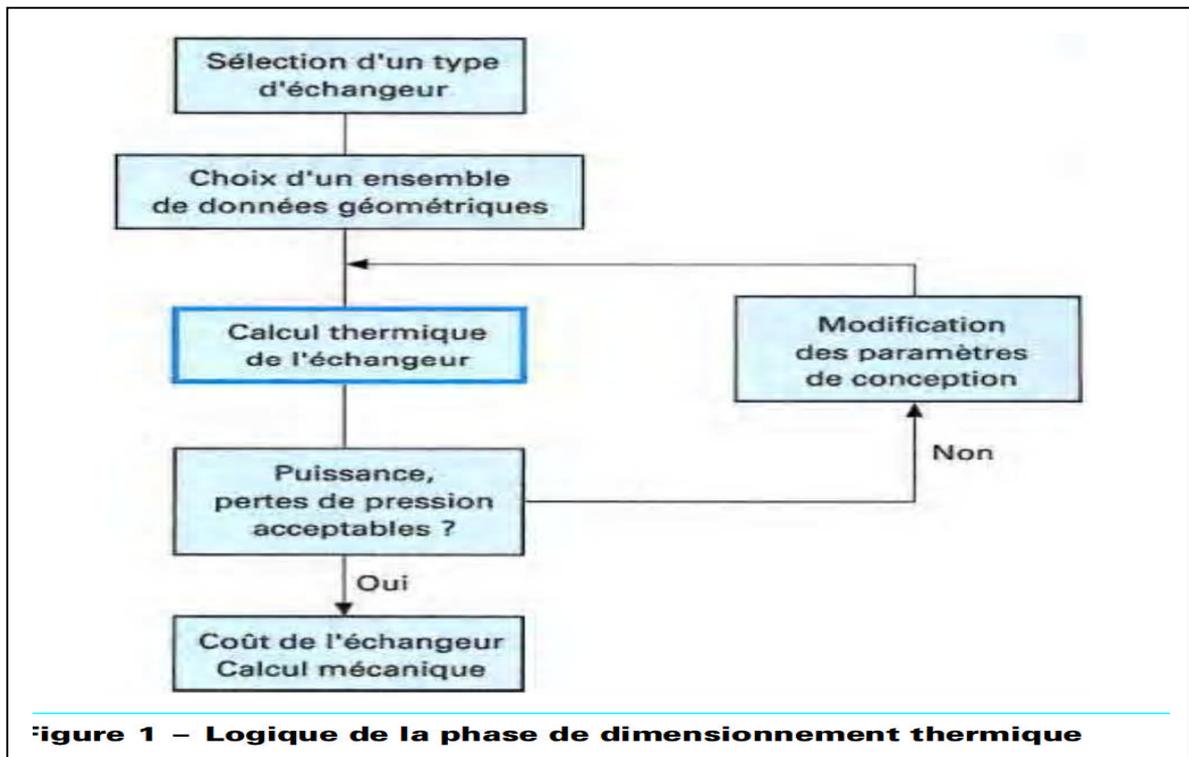


Figure 1 – Logique de la phase de dimensionnement thermique

Figure 4.1- logique de la phase de dimensionnement thermique.

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation commence, tout d'abord, par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis vient la phase de dimensionnement thermique proprement dite ; elle est destinée à fixer par le calcul de la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés.

Cette phase de calcul est le plus souvent itérative et permet d'approcher par des

Essais successifs la solution qui semble la meilleure, à la fois du point de vue thermique et du point de vue hydraulique. L'aspect hydraulique concerne les pertes de pression (charge) sur chaque circuit, et apparaît comme une contrainte au Problème d'optimisation thermique : l'optimum géométrique, qui conduirait à une diminution de la surface pour le même rendement thermique, ne doit pas être pénalisant du point de vue des pertes de pression admissibles. Un calcul de dimensionnement d'échangeurs doit être capable de résoudre ce problème.

5..2 Principe de calcul thermique d'un échangeur:

Le choix d'une technologie d'échangeur se fait en fonction de critères liés d'une part à l'utilisation visée (batteries à air ou échangeurs liquide par exemple) et d'autre part au type de fabrication (échangeurs tubulaires ou à plaques).

Le type d'échangeur étant choisi, la phase de dimensionnement peut être menée.

Une attention particulière doit donc être portée sur un nombre important de paramètres pour obtenir le meilleur design possible et réaliser l'échangeur au besoin tout en restant le moins coûteux ou le moins encombrant possible.

L'analyse de tous ces facteurs n'est pas l'objet de notre étude mais il est essentiel de garder en mémoire que le dimensionnement d'un échangeur n'est pas seulement un simple problème de calcul thermique on doit également tenir compte de différentes considérations telles que :

- la tenue mécanique à la pression et aux vibrations
- le comportement des matériaux avec les fluides.
- La présence du lubrifiant.
- L'encrassement.
- La faisabilité technique.
- Une température de paroi à ne pas dépasser,
- Le coût...

Pour le calcul thermique en précisant :

- Les **données nécessaires** : données géométriques, de fonctionnement et propriétés physiques des fluides ;
- la **phase thermique proprement dite**, comprenant des calculs géométriques (sections de passage des fluides, diamètres hydrauliques, etc.), puis des calculs de transfert de chaleur et de pertes de pression, nécessitant tous les deux l'appel à des corrélations adéquates ;
- les **résultats**, sous forme succincte (**puissance thermique échangée** et **pertes de pression**) ou sous forme plus détaillée (valeurs locales des coefficients d'échange, nombres adimensionnels caractéristiques, etc.).

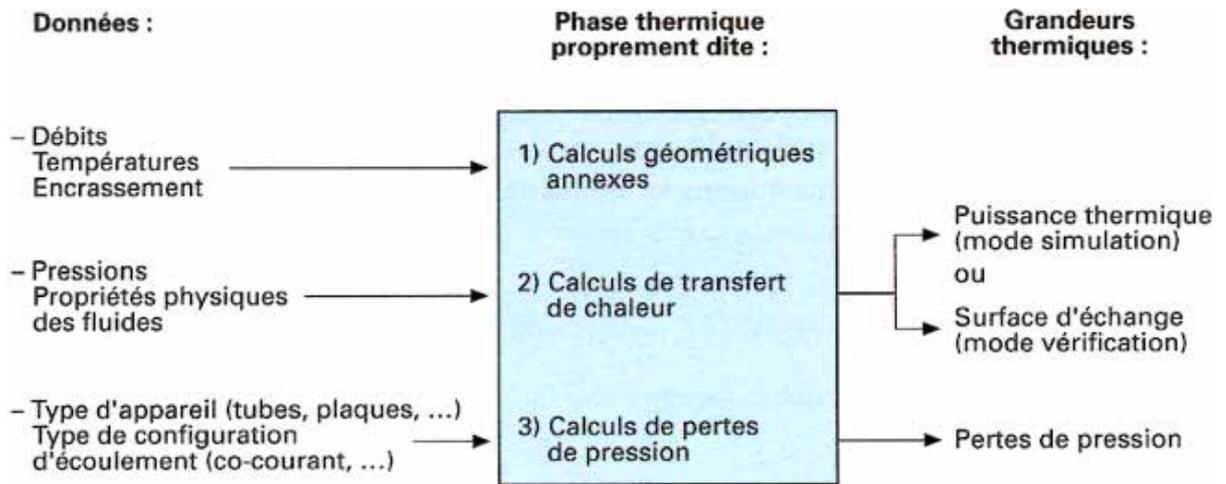


Figure 4.2- Principe de calcul thermique d'un échangeur

- **Principe de calcul des échangeurs de chaleur.**

Donc le dimensionnement des échangeurs nécessite l'utilisation de corrélations globales et locales ainsi que l'utilisation de moyens de calculs complexes.

5.3 Méthodes de calcul analytiques

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 standard. ces méthodes nécessitent une bonne connaissance pratique des échangeurs.

5.3.1 Principes de calcul :

Plusieurs critères sont à considérer pour le dimensionnement d'un échangeur suivant son utilisation. La puissance thermique est toujours la principale préoccupation, mais le choix définitif de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres tels que : Les pertes de pression ; l'encombrement ; la masse l'encrassement ; une température de paroi à ne pas dépasser ; les matériaux utilisés;...etc.

Deux types de calcul thermique sont envisageables pour la caractérisation de l'échangeur :

- la détermination de la surface d'échange S connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides. (**Méthodes DTLM**)
- la détermination des températures de sortie des fluides, connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange. (**Méthode d'efficacité « de NUT »**) [31,32].

5.3.2 Étude d'un échangeur:

Dans l'étude d'un échangeur on cherche à **obtenir une puissance d'échange donnée**, avec **la plus faible surface d'échange** et **le moins de pertes de charge possible**, autrement dit meilleur coût d'investissement et d'exploitation. des contraintes d'encombrement, de poids, de corrosion, de normalisation, interviennent, ce qui fait que les paramètres dont on dispose sont généralement bien plus nombreux que les équations, certains impératifs étant de nature essentiellement technologique ou économique, c'est-à-dire souvent qualitatifs, sinon arbitraire, parfois même contradictoires, ce qui nécessite des compromis.

L'étude complète d'un échangeur fait donc appel à différentes disciplines (thermique, mécanique des fluides, technologie, etc...).

Nous n'aborderons ici que l'aspect thermique de l'étude, autrement dit **l'évaluation des performances thermiques**, et en nous limitant de plus au régime permanent de fonctionnement. Deux méthodes de calcul seront utilisées:

- celle de **la moyenne logarithmique de la différence de température**, souvent appelée **DTLM**
- celle du "**nombre d'unités de transfert**" dite **NUT** (ou **NTU** dans les ouvrages de langue anglaise), également utilisée en génie chimique pour le transfert de masse [2].

5.4 Grandeurs classiques définissant l'échangeur :

5.4.1 Méthode du DTML (DTML différence des températures de mélange moyenne logarithmique):

La valeur locale de la puissance élémentaire $d\Phi$ échangée à travers un élément de surface dS est donnée par l'équation :

$$d\Phi = K(T_c - T_f)ds$$

Avec:

K : Coefficient d'échange global,

T_c et T_f : températures des fluides de part et l'autre part de la paroi.

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

Globalement, la surface d'échange ne peut être calculée qu'en admettant les hypothèses suivantes :

- on définit une **température moyenne** caractéristique ;
- on suppose **constant le coefficient d'échange global K** déterminé à la température caractéristique d'échange.

La surface s'obtient par la relation :

$$S = \frac{\Phi}{K\Delta T_{cf}} = \frac{\Phi}{FK\Delta T_{ML}}$$

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

Dans la pratique, on préfère exprimer cette différence moyenne à partir de **la différence moyenne logarithmique** d'un **échangeur à contre-courant** calculée avec les mêmes températures d'entrée et de sortie des fluides, **multipliée par un facteur correctif F**. Ce facteur correctif F **vaut 1** dans le cas d'un échangeur **à contre-courant**. Dans certains cas, la solution est analytique mais la formule est complexe, et dépend de l'efficacité. Dans la pratique, on a recours à des abaques pour le calcul de F et l'on peut se reporter à l'ouvrage de Kern pour la classification suivant les différents modes de circulation (multi passes, courants croisés, etc...).

Le déroulement du calcul peut être schématiquement le suivant :

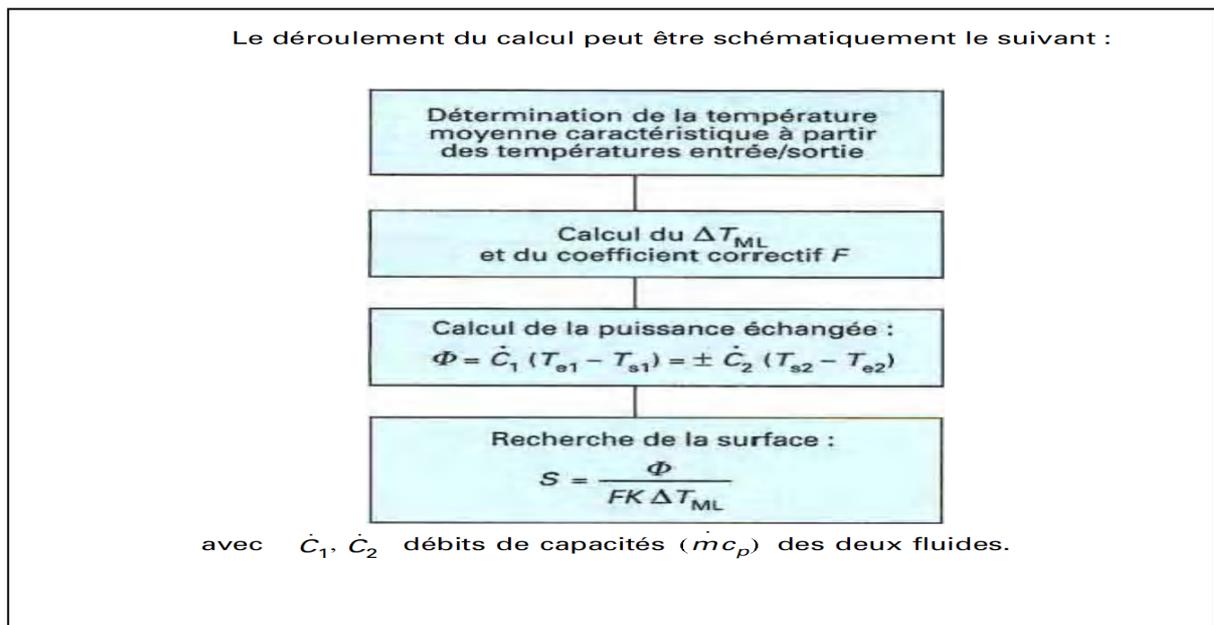


Figure 4.3 - le déroulement de calcul de la méthode « DTLM » [31,32].

5.4.2 Méthode du NUT:

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.

Le Déroulement de calcul de la méthode de Nut :

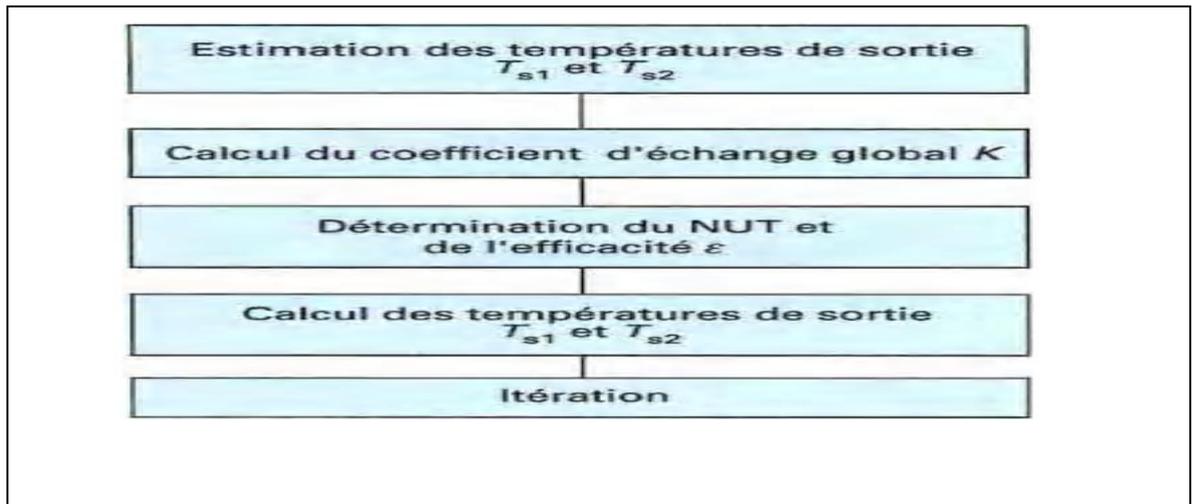
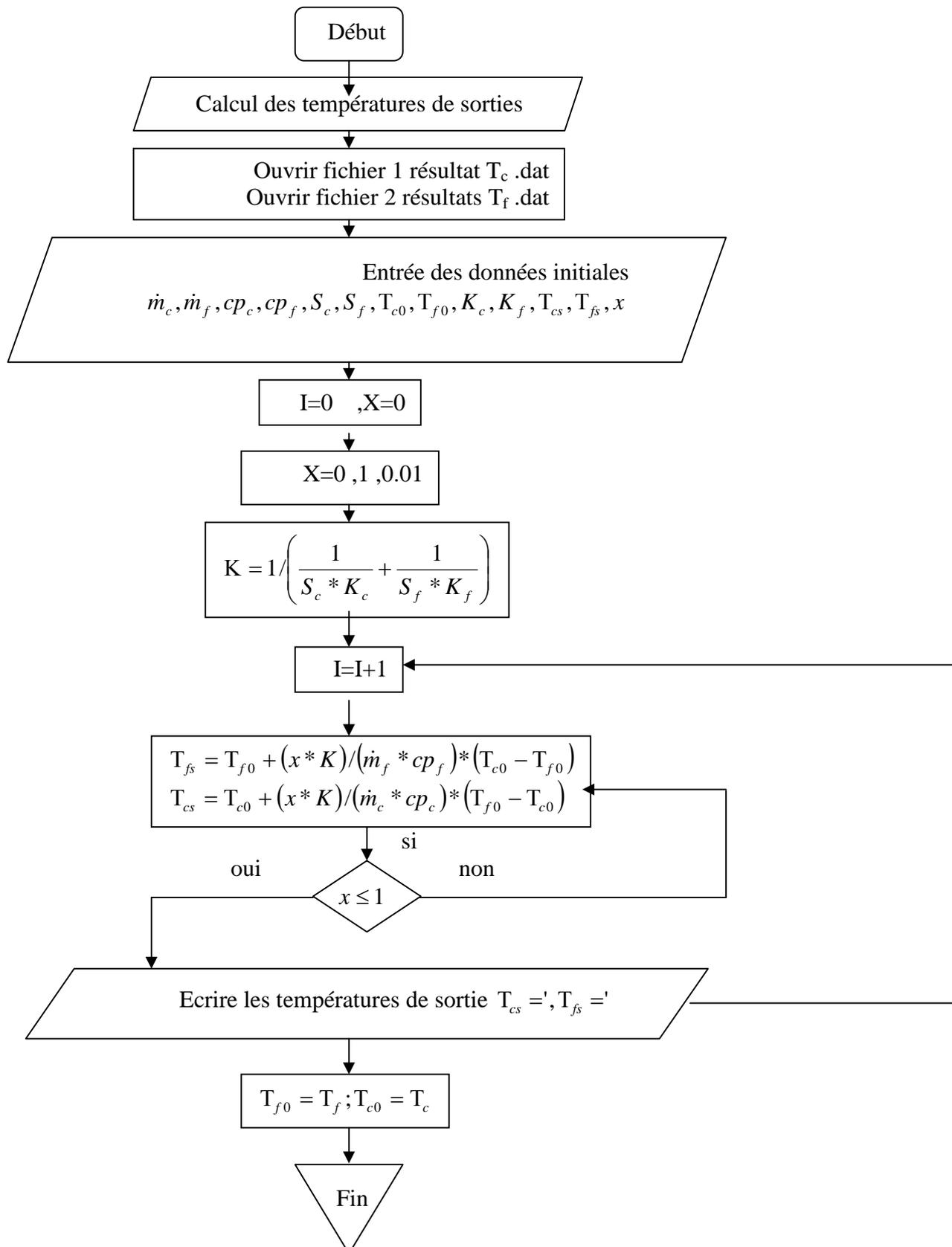
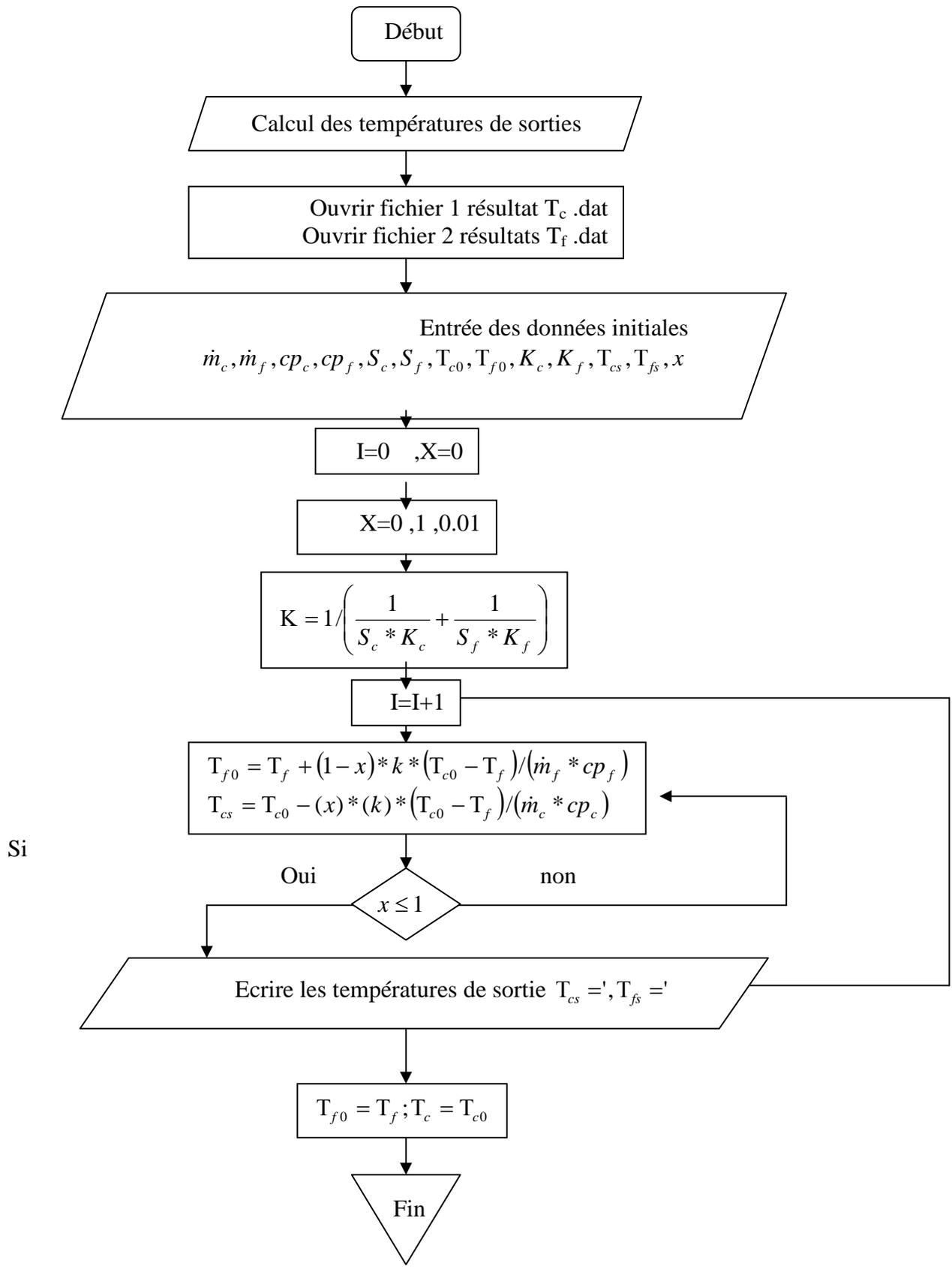


Figure 4.4 - le déroulement de calcul de la méthode « NuT »

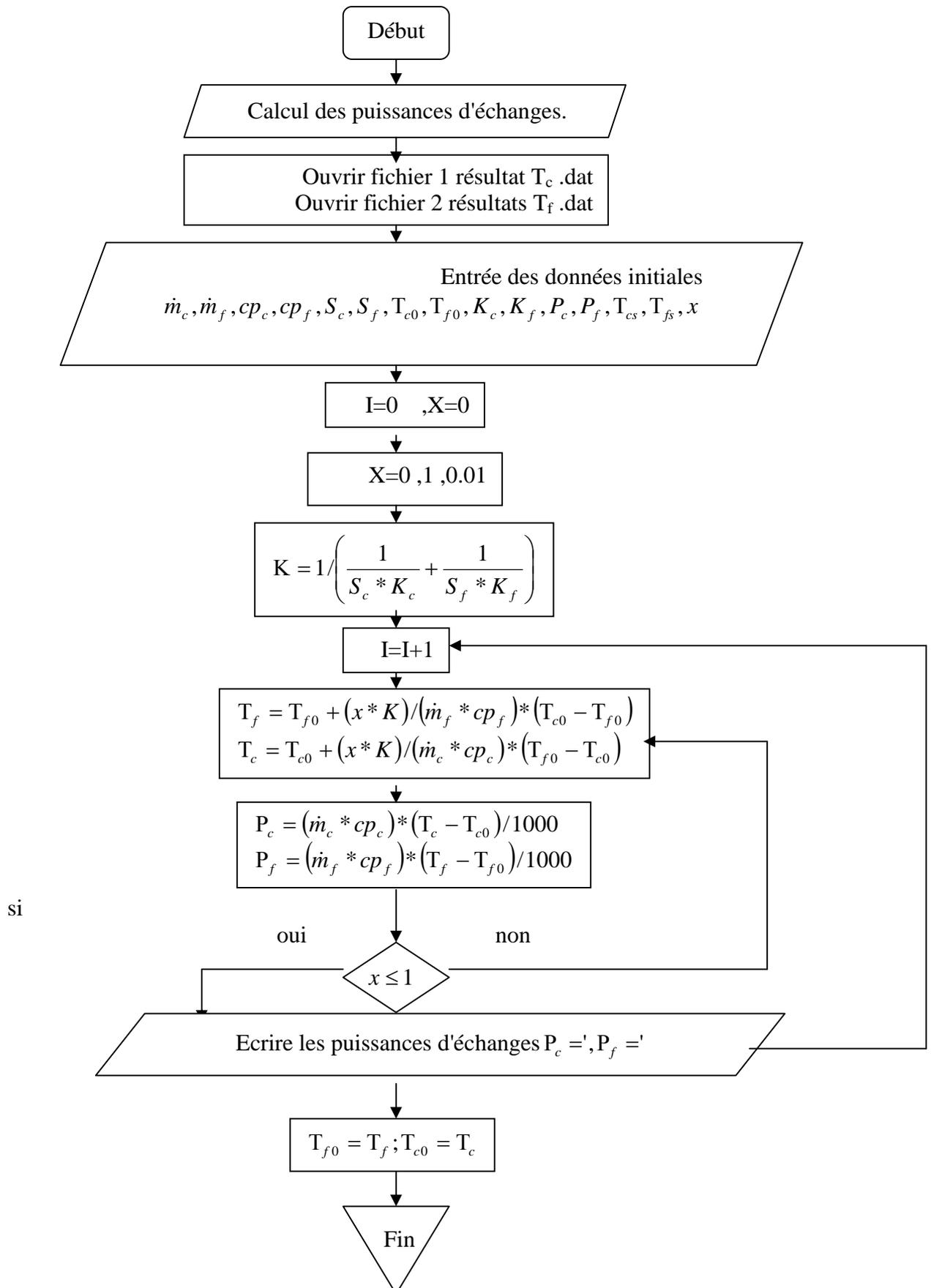
**Organigrammes pour : échangeur coaxial co courant
(Profile de températures):**



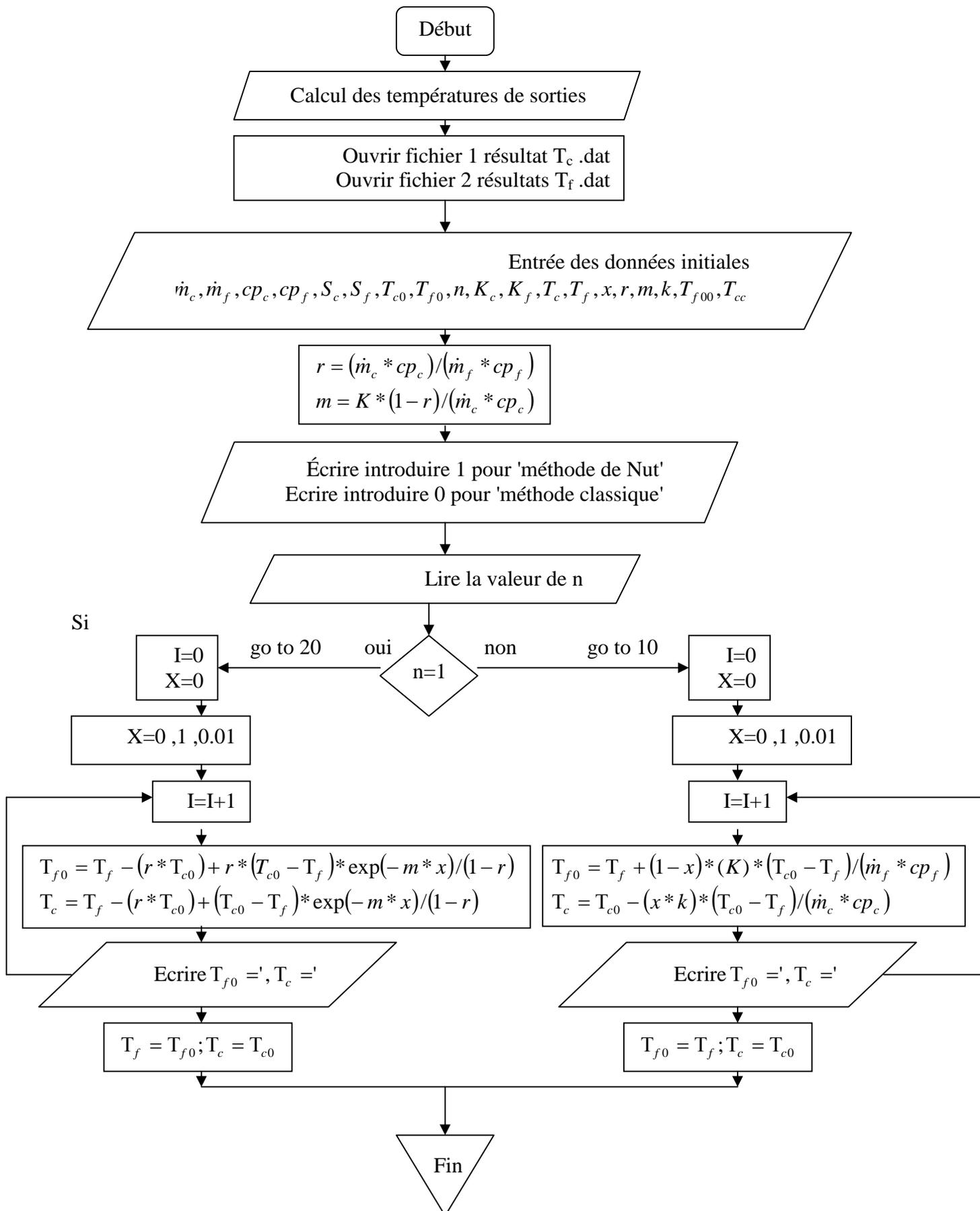
**Organigrammes pour : échangeur coaxial contre courant
(Profile de températures):**



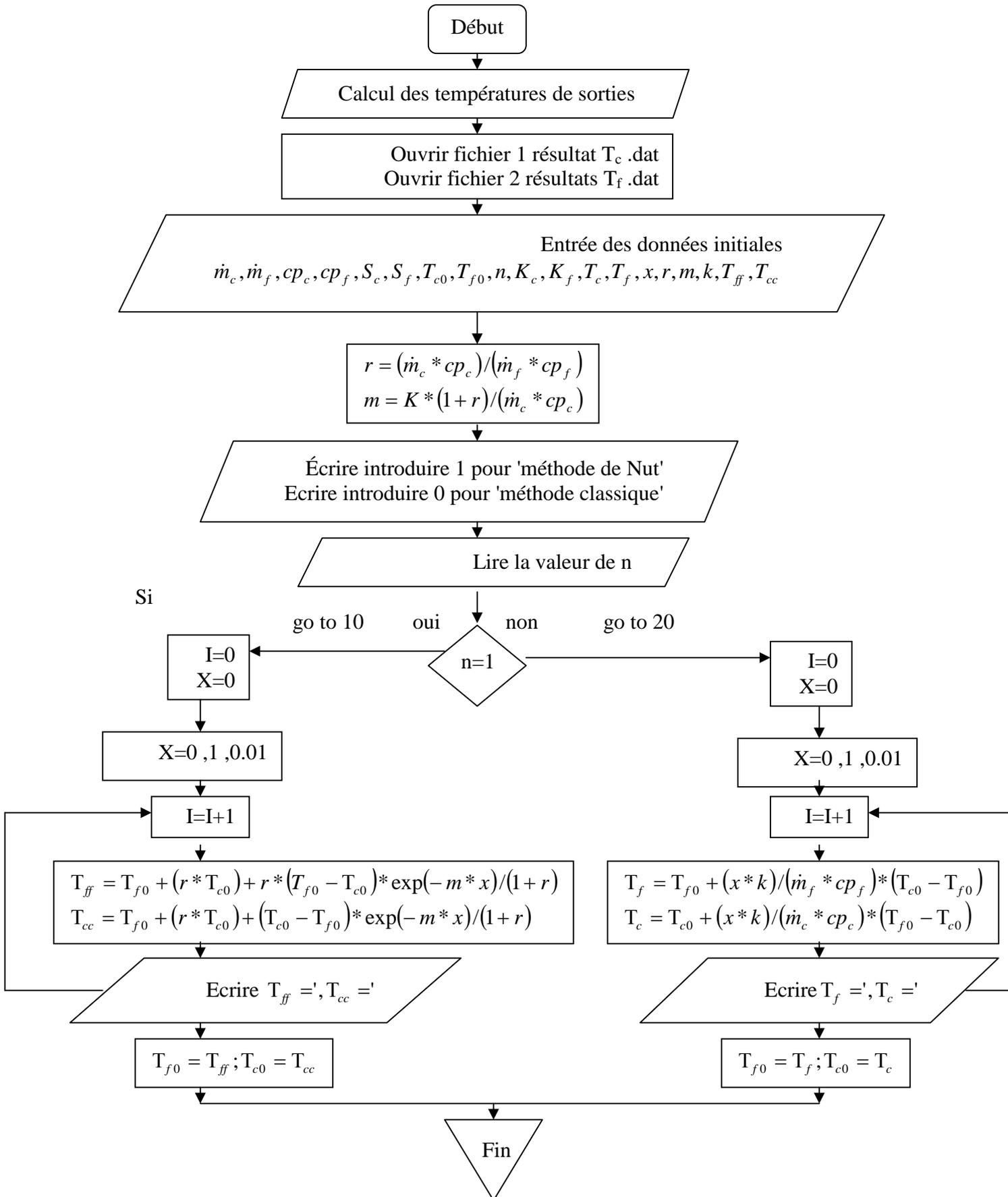
**Organigrammes pour : échangeur coaxial co courant
(Les puissances d'échanges):**



**Organigramme pour échangeur coaxial (Deux méthodes comparatives)
Contre courant**



**Organigramme pour échangeur coaxial (Deux méthodes comparatives)
Co courant**



Chapitre VI:

RESULTATS

ET

DISCUSSION

Les échangeurs à courants parallèles sont des appareils géométriquement simple où le champ de température peut être considéré comme unidimensionnel, nous exposerons leurs propriétés en détail car, au prise de calculs importants, ils fournissent des renseignements physiques intéressants et constituent en quelque sorte des modèles de référence pour les autres échangeurs.

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

Dans ce chapitre nous présentons les résultats des programmes sous forme graphiques ainsi que les commentaires et analyses nécessaires.

Nous allons exposer et discuter les résultats obtenus par notre étude numérique en prenant le cas des échangeurs bitubes (constitués de deux tubes concentriques).

Premièrement, ces résultats sont partagés en trois parties :

- La première concerne la détermination des profils de températures pour les deux disposition d'écoulement co-courant et contre-courant dans un échangeur concentrique (eau-eau), aussi l'allure de la puissance d'échange des deux fluides chaud et froid.
- La deuxième concerne la détermination des profils de températures pour les deux disposition d'écoulement co-courant et contre-courant dans un échangeur concentrique (air-air), ainsi que l'allure de la puissance d'échange des deux fluides chaud et froid.
- La troisième concerne la détermination des profils de températures par les deux méthodes : la méthodes classique et la méthodes NUT, aussi une étude comparative entre les deux méthodes.

6.1 Description du model :

Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur. Les figures ci-dessous donnent l'allure de distribution de température pour un échangeur concentrique dans les deux dispositions des écoulements co-courants et contre-courant.

Figure 6.1 à 6.5 : concerne l'échangeur eau-eau

Figure 6.6 à 6.10 : concerne l'échangeur air-air

Ainsi nous avons retenus comme graphes les allures des températures de sortie des deux fluides, en fonction de la position x . le long de l'échangeur.

- On a porté en abscisses l'aire de la surface d'échange, variant depuis zéro, à l'entrée de l'appareil (extrémité où entre le fluide chaud), jusqu'à sa valeur totale de S , à la sortie du fluide chaud pour notre cas on a pris les valeurs de x . nous exposerons les profils de $T_f(x)$ et $T_c(x)$ (sachant que : $S = 2.\pi.r.x$).

T_{ce} : Température d'entrée du fluide chaud.

T_{fe} : Température d'entrée du fluide froid.

$T_c(x)$ Ou T_{cs} : température de sortie du fluide chaud.

$T_f(x)$ Ou T_{fs} : température de sortie du fluide froid.

6.1.1 Cas de l'échangeur eau-eau :

Ces résultats sont obtenus avec les paramètres suivants :

Nature du fluide	Fluide chaud (eau)	Fluide froid (eau)
Débit massique (Kg/s)	2	0.2
Capacité calorifique (J /Kg.K)	4180	4180
Surface d'échange (m ²)	1	2
Coefficient d'échange (W/m ² .K)	200	500
Température d'entée (K)	80	20
Différence de x (m)	0.01	0.01

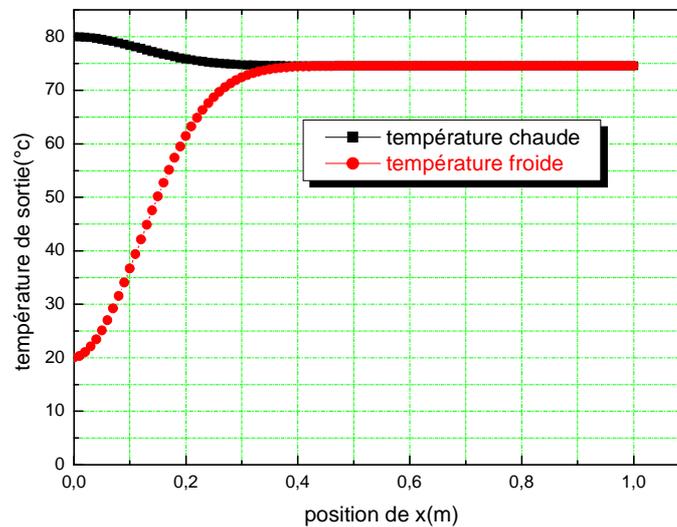


Figure 6.1- Profil de température co-courant.

Nous remarquons que les deux fluides voient leurs température se rapproche d'une température limite $T_{lim} = 74.54^{\circ}c$ cette température est telle

$$\text{que : } T_{lim} = \frac{c_c T_{ce} + c_f T_{fe}}{c_c + c_f}$$

La température du fluide chaud est donc une exponentielle décroissante de S par contre la température du fluide froid est une exponentielle croissante de S .
 Les températures de sorties des deux fluides sont déterminées en faisant $S = \Sigma$ (Surface totale d'échange)

Si $S \rightarrow \infty$ les températures T_c et T_f tendent vers une même limite T_∞ qui a pour

$$\text{valeur: } T_\infty = \frac{C_c T_{ce} + C_f T_f}{C_c + C_f}$$

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

La concavité de T_c est tournée vers le haut ($d^2 T_c / dS^2 > 0$) cependant que celle de T_f est tournée vers le bas ($d^2 T_c / dS^2 < 0$)

○ appelle la quantité $c = \dot{m}.cp$ la capacité thermique

Avec :

$C_c = \dot{m}_c.Cp_c$ Capacité thermique du fluide chaud.

$C_f = \dot{m}_f.Cp_f$ Capacité thermique du fluide froid.

L'échangeur contre courant a comme particularité les profils de température ne présentent pas toujours une même allure, selon les valeurs relatives des produits $\dot{m}_c.cp_c$ et $\dot{m}_f.Cp_f$ que l'on note généralement C_f et C_c selon le cas on obtient 3

$$\text{comportements différents qui sont : } \begin{cases} C_c < C_f \\ C_c > C_f \\ C_c = C_f \end{cases}$$

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

Ici on a 3 cas:

1^{ier} cas : $C_c < C_f$

Ici on a: ($d^2 T_c / dS^2 > 0$) et ($d^2 T_f / dS^2 > 0$): les concavités des deux courbes de températures sont tournées vers le haut.

En outre, lorsque $S \rightarrow \infty$, T_c et T_f tendent vers une valeur asymptotique commune

T_∞ :

$$T_\infty = \frac{C_f T_{fs} - C_c T_e}{C_f - C_c} < T_{fe} \text{ Et } T_{cs}$$

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

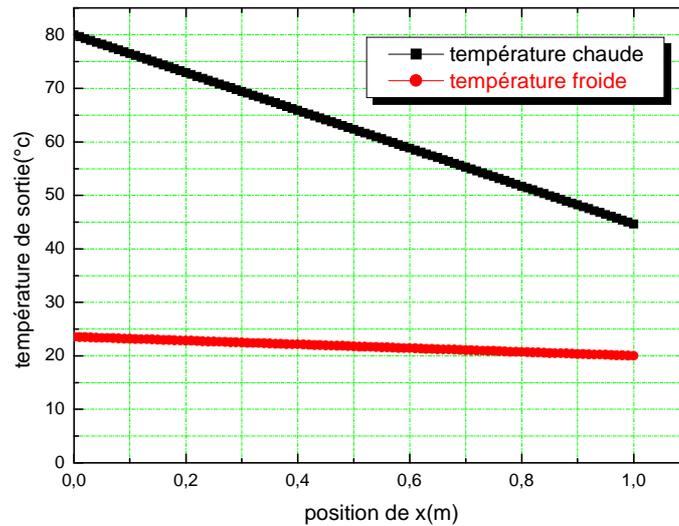


Figure 6.2- Profile de température contre-courant

Nous remarquons que :

$T_{ce} = 80^{\circ}C$ Diminue et tend vers $T_{cs} = 44.64^{\circ}C$

$T_{fe} = 20^{\circ}C$ Augmente et tend vers $T_{fs} = 23.53^{\circ}C$

2^{ème} cas : $C_c > C_f$

C'est ici le fluide froid qui « commande le transfert » puisqu'il a le plus petit débit thermique unitaire.

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

Lorsque $S \rightarrow \infty$ les températures T_c et T_f tendent vers une même limite commune T_{∞}

$$T_{\infty} = \frac{C_f T_{fs} - C_c T_{ce}}{C_f - C_c} T_{ce} \text{ et } T_{fs} \text{ en outre : } T_c - T_f \rightarrow 0$$

Concrètement, cela signifie que l'écart de température entre les fluides est minimal du côté de l'entrée du fluide chaud, et que cet écart est d'autant plus petit que la surface d'échange S est plus grande.

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

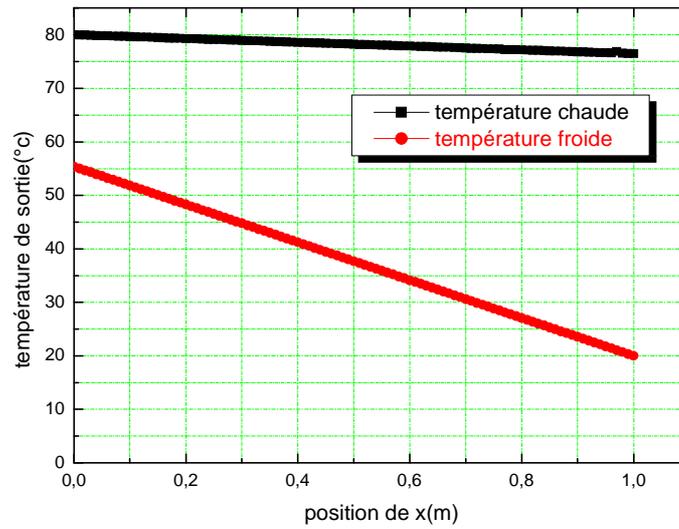


Figure 6.3- Profile de température contre-courant.

Nous remarquons que :

$T_{ce} = 80^{\circ}c$ Diminue et tend vers $T_{cs} = 76.46^{\circ}c$

$T_{fe} = 20^{\circ}c$ Augmente et tend vers $T_{fs} = 55.35^{\circ}c$

3^{ème} cas : $C_c = C_f$

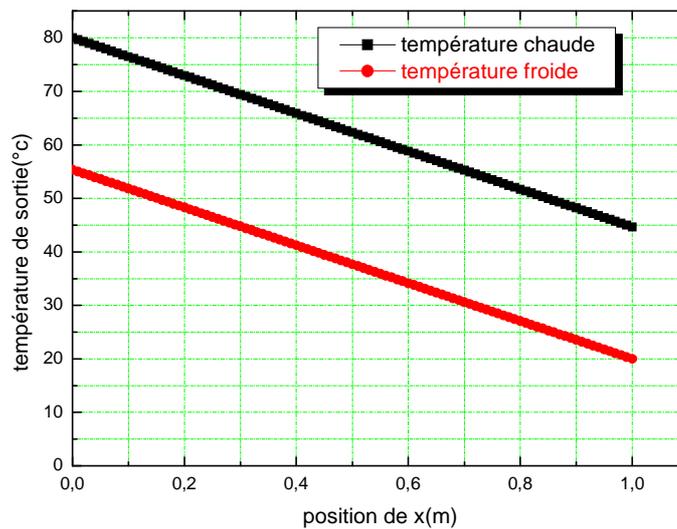


Figure 6.4- Profile de température contre-courant

Nous remarquons que :

$$T_{ce} = 80^{\circ}C \text{ Diminue et tend vers } T_{cs} = 44.64^{\circ}C$$

$$T_{fe} = 20^{\circ}C \text{ Augmente et tend vers } T_{fs} = 55.35^{\circ}C$$

Ici on remarque que les deux profils de température chaude et froide sont parallèles

(L'écart de température est constant).

Les deux fluides ont le même débit thermique unitaire on voit d'abord immédiatement que :

$$T_c - T_f = C = T_{ce} - T_{fs}.$$

Les températures T_c et T_f sont des fonctions linéaires de S , représentées par deux droites parallèles.

Nous pouvons déduire pour les échangeurs à contre-courant que :

- Comme pour les échangeurs co-courant, la puissance de l'appareil est proportionnelle à l'aire délimitée par les courbes T_c et T_f
- Dans les trois cas examinés il est possible d'avoir : $T_{fs} > T_{cs}$

Ce qui est une disposition favorable, irréalisable dans un échangeur co-courant.

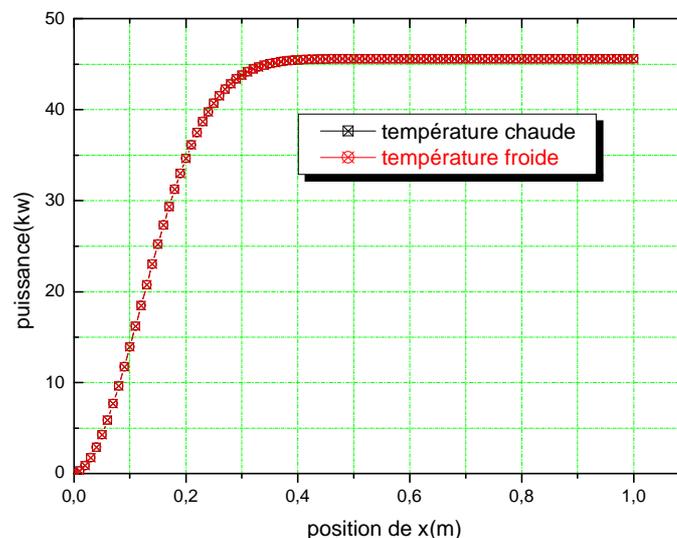


Figure 6.5- Puissance des deux fluides chaud et froid.

Nous remarquons sur cette figure que l'allure de la puissance d'échange des deux fluides froid et chaud augmente de $P = 0KW$ jusqu'à $P = 45.59KW$

À la position $x = 0.48m$ puis et à partir de cette position la puissance d'échange devient constante et stable $P = 45KW$.

On notera que, le flux $d\Phi$ transféré à travers dS étant proportionnel à $(T_c - T_f)$.

La puissance totale de l'échangeur est donc elle-même proportionnelle à l'aire délimitée par les deux courbes $T_c(x)$ et $T_f(x)$.

Nous remarquons que la puissance augmente au fur et à mesure que la surface augmente, aussi P est proportionnelle à la différence de température à certain position de x ou la différence de température devient égale à 0 c'est-à-dire qu'il n'y a pas d'échange de température la puissance devient constante et optimale. Chaque mètre carré de surface supplémentaire a donc de moins en moins de valeur Thermique, mais il coûte aussi cher. En conséquence, il faudra rechercher une surface d'échange S économiquement optimale.

6.1.2 Cas de l'échangeur air-air:

Ces résultats sont obtenus avec les paramètres suivants :

Nature du fluide	Fluide chaud (air)	Fluide froid (air)
Débit massique (Kg/s)	15	2
Capacité calorifique (J /Kg.K)	1008	1008
Surface d'échange (m ²)	1	2
Coefficient d'échange (W/m ² .K)	200	500
Température d'entrée (K)	80	20
Différence de x (m)	0.01	0.01

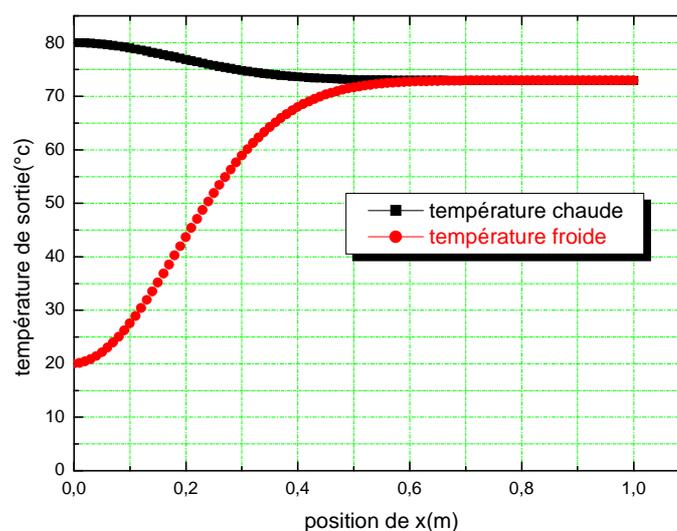


Figure 6.6- Profil de température co-courant.

Nous observons sur cette figure que : les deux fluides voient leurs température se rapproche d'une température limite $T_{\text{lim}} = 72.54^{\circ}\text{C}$ cette température est telle que :

$$T_{\text{lim}} = \frac{C_c T_{ce} + C_f T_{fe}}{C_c + C_f}$$

Nous appliquons le Même raisonnement que le précédemment on trouve 3 cas qui sont :

$$\begin{cases} C_c < C_f \\ C_c > C_f \\ C_c = C_f \end{cases}$$

1^{ier} cas : $C_c < C_f$

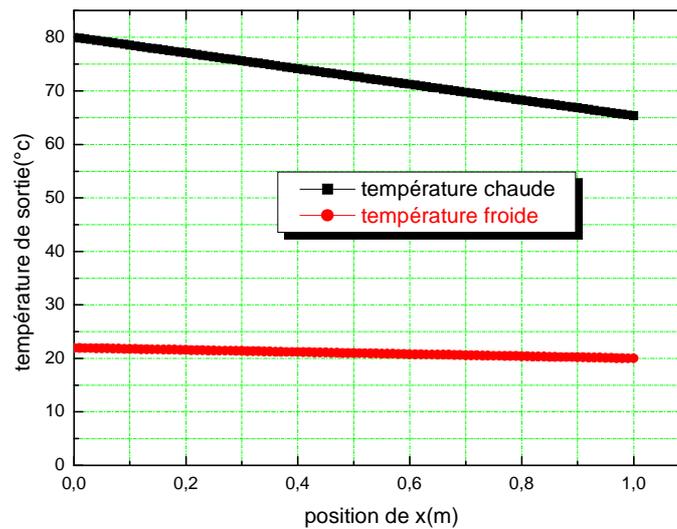


Figure 6.7- Profil de température contre courant

Nous pouvons aisément constater que l'écart de température est plus important dans le cas du contre-courant que celui du co-courant mais l'échange de chaleur est moins important:

$T_{ce} = 80^{\circ}\text{C}$ Diminue et tend vers $T_{cs} = 65.33^{\circ}\text{C}$

$T_{fe} = 20^{\circ}\text{C}$ Augmente et tend vers $T_{fs} = 21.95^{\circ}\text{C}$

2^{ème} cas : $C_c > C_f$

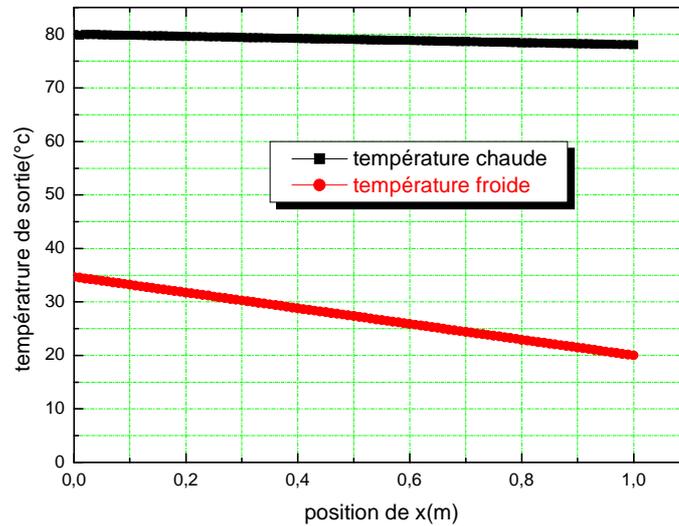


Figure 6.8- Profil de température contre-courant

Dans ce cas nous observons que l'écart de température est important mais l'échange de chaleur est plus important.

$T_{ce} = 80^\circ C$ Diminue et tend vers $T_{cs} = 78.04^\circ C$

$T_{fe} = 20^\circ C$ Augmente et tend vers $T_{fs} = 34.66^\circ C$

3^{ème} cas : $C_c = C_f$

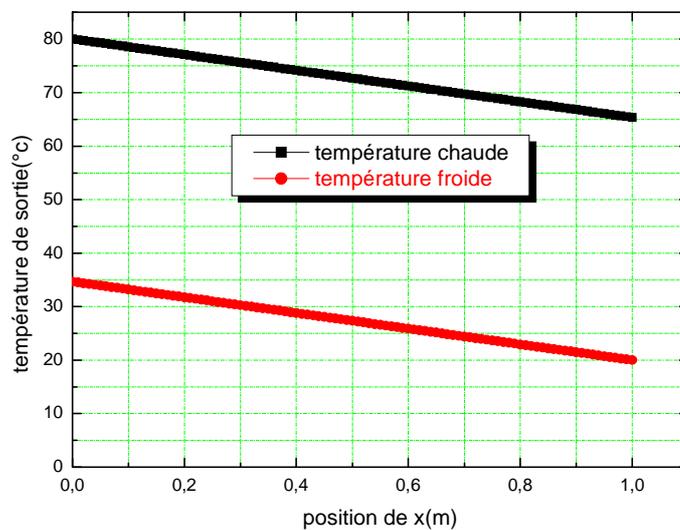


Figure 6.9- Profile de température contre courant

Sur cette figure nous remarquons que les deux profils de température chaude et froide sont parallèles (l'écart de température est constant)

De même pour ce cas, nous remarquons sur cette figure que :

$$T_{ce} = 80^{\circ}C \text{ Diminue et tend vers } T_{cs} = 65.33^{\circ}C$$

$$T_{fe} = 20^{\circ}C \text{ Augmente et tend vers } T_{fs} = 34.66^{\circ}C$$

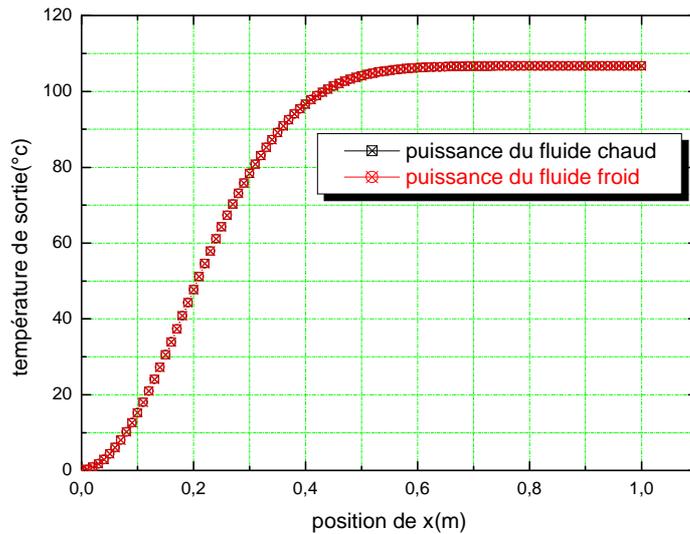


Figure 6.10- puissance des deux fluides chaud et froid.

Les profils des courbes des puissance d'échange des deux fluides froid et chaud se superposent et atteignent une limite où la température de sortie du fluide froid atteint sa limite.

La puissance d'échange augmente de $P = 0KW$ jusqu'à $P = 106.72KW$

À la position $x = 0.79m$ puis et à partir de cette position la puissance d'échange devient constante et stable $P = 106.72KW$.

6.1.3 Comparaison entre les profils de températures et puissances des échangeurs

eau-eau et air-air :

Nous remarquons que les deux échangeurs présentent des profils qui ont les mêmes allures en (co-courant, contre-courant et des puissances).

La remarque essentielle qu'on peut tirer de la lecture des courbes est que les valeurs des températures stables atteinte sont différentes et proches pour le cas eau-eau à celles du cas air-air. L'autre remarque est celle de la valeur de la puissance le long de l'échangeur celle du cas eau-eau est plus importante que celle du cas air-air donc pour des applications importante l'échangeur eau-eau est plus adéquat.

1^{ier} cas : $C_c < C_f$:

$T_{ce} = 80^\circ c$ Diminue et tend vers

$$T_{cs} = 65.33^\circ c \quad T_{fs} = 21.95^\circ c$$

Pour air-air

$T_{fe} = 20^\circ c$ Augmente et tend vers

$$T_{cs} = 44.64^\circ c \quad T_{fs} = 23.53^\circ c$$

Pour eau- eau

2^{ème} cas : $C_c > C_f$

$T_{ce} = 80^\circ c$ Diminue et tend vers

$$T_{cs} = 78.04^\circ c \quad T_{fs} = 34.66^\circ c$$

Pour air-air

$T_{fe} = 20^\circ c$ Augmente et tend vers

$$T_{cs} = 76.46^\circ c \quad T_{fs} = 55.35^\circ c$$

Pour eau- eau

3^{ème} cas : $C_c = C_f$:

$T_{ce} = 80^\circ c$ Diminue et tend vers

$$T_{cs} = 65.33^\circ c \quad T_{fs} = 34.66^\circ c$$

Pour air-air

$T_{fe} = 20^\circ c$ Augmente et tend vers

$$T_{cs} = 44.64^\circ c \quad T_{fs} = 55.35^\circ c$$

Pour eau- eau

Pour la puissance nous remarquons que pour eau-eau $P = 45kw$ pour l'air-air
 $P = 106.72kw$

6.1.4 Méthodes de calcul (classique et NUT):

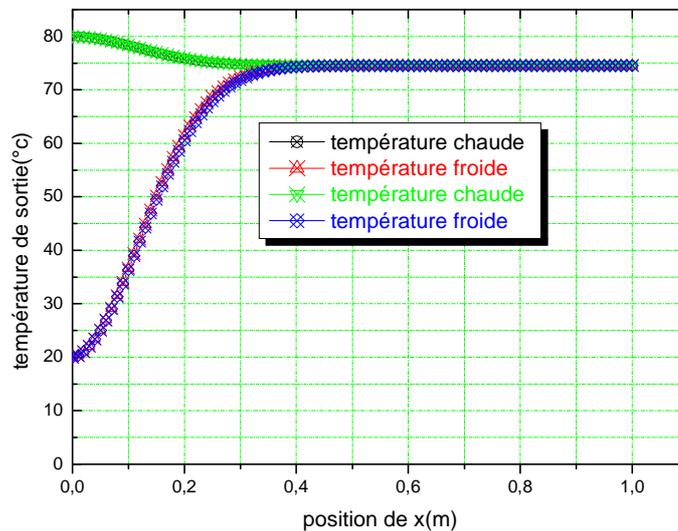


Figure 6.11- Profil de température co-courant (eau-eau).

Sur cette figure on présentons les profils des deux températures des fluides chaud et froid en utilisant deux méthodes différentes (la méthode classique et la méthode de *NUT*).

Nous remarquons que les courbes se superposent. Nous déduisons que les deux méthodes (classique et *NUT*) sont compatibles et aboutissent au même résultat.

Nous remarquons sur cette figure que : les deux fluides voient leurs température se rapproche d'une température limite $T_{lim} = 74.54^{\circ}C$ qu'on peut présenter par :

$$T_{lim} = \frac{C_c T_{ce} + C_f T_{fe}}{C_c + C_f}$$

6.2 Exploitation des résultats :

- On remarque en particulier sur ces figures que :

Dans un échangeur à contre courant, la température de sortie du fluide « le plus froid » peut être supérieure à celle de sortie du fluide « le plus chaud », cette disposition étant l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

La distribution des fluides le long de l'échangeur présente l'allure suivante : graphe1, 2

- Les deux fluides voient leurs température se rapproche d'une température limite T_{lim} cette température est telle que :

$$T_{\text{lim}} = \frac{C_c T_{ce} + C_f T_{fe}}{C_c + C_f}$$

- En aucun cas on ne peut avoir $T_{fs} > T_{cs}$ car à partir de l'abscisse où les deux fluides seraient à la même température il n'y aurait plus d'échange de chaleur possible.
- Dans un fonctionnement à contre-courant il est possible d'obtenir $T_{fs} > T_{cs}$
- Il est par contre impossible d'obtenir $T_{fs} > T_{ce}$ ou $T_{ce} < T_{fs}$

Contre courant	Co-courant
$\Delta T_s = T_{cs} - T_{fe}$	$\Delta T_s = T_{cs} - T_{fs}$
$\Delta T_e = T_{ce} - T_{fs}$	$\Delta T_e = T_{ce} - T_{fe}$

6.2.1 Comparaison des deux modes de circulation (co-courant et contre-courant) :

Co-courant :

$$T_c(x) = \frac{T_{fe} + R.T_{ce} + (T_{ce} - T_{fe}) \exp\left[-\frac{K.x}{C_c}(1+R)\right]}{1+R}$$

$$T_f(x) = \frac{T_{fe} + R.T_{ce} - R.(T_{ce} - T_{fe}) \exp\left[-\frac{K.x}{C_f}(1+R)\right]}{1+R}$$

On remarque alors que R a une valeur positive quelconques les températures chaudes et froides tendent toutes les deux vers la même limite $T_{\text{lim}} = \frac{T_{fe} + R.T_{ce}}{1+R}$

Contre courant :

Dans ce cas de figure, les deux fluides de transfert s'écoulent en sens opposé ; vu la référence choisie, il en résulte pour le fluide froid un écoulement dans le sens opposé. Au parcours de la surface (T_{fe} est cette fois négative, T_f diminue selon l'axe x). la valeur de R devient une quantité algébrique négative.

Puisque ΔT est l'écart de température, c'est-à-dire différence existant entre les températures du fluide chauffant et du fluide réchauffé, au lieu considéré de la surface de chauffe dans le système à contre-courant, la valeur moyenne est plus élevée que dans le système à courants de même sens ainsi que le montre les formules, les échangeurs de chaleur à contre-courant nécessitent donc des surfaces d'échange plus petites que, les échangeurs à courants de même sens pour produire

un même effet. Mais si la température de l'un des deux fluides est constante, la valeur moyenne de ΔT est la même dans les deux systèmes. Pour une meilleure application et rentabilité le système contre-courant est mieux adapté au système co-courant.

L'étude comparative nous permet de déduire que :

- La puissance maximum d'échange est obtenue lorsque l'un des fluides subit un changement de température égal au gradient de température maximum existant dans l'appareil, qui est la différence entre les températures d'entrée des fluides chaud et froid
- Dans l'échangeur à courants parallèles ce maximum n'est jamais atteint, au mieux avec un échangeur très long et sans pertes, T_{fs} approchera T_{cs} ce qui montre bien que cet échange est plus efficace que le précédent
- Les figures précédentes montrent qu'avec un échangeur à contre courant infiniment long et sans pertes T_{fs} tend vers T_{ce} si $\dot{m}_f C_{p_f} < \dot{m}_c C_{p_c}$ tandis que c'est T_{cs} qui tend vers T_{fe} lorsqu'on a $\dot{m}_c C_{p_c} < \dot{m}_f C_{p_f}$.
- On peut conclure que la puissance maximum d'échange serait obtenue avec un échangeur idéal à contre-courant pur, infiniment long et sans pertes. Dans ces conditions, la température de sortie du fluide de plus faible capacité thermique (on appelle ainsi la quantité $C = \dot{m}C_p$) serait égale à la température d'entrée de l'autre fluide, le fluide de plus faible capacité thermique subissent un changement de température égal au gradient de température maximum dans l'appareil, ($T_{ce} - T_{fe}$)

6.2.2 Remarque générale :

Nous constatons que : c'est le fluide qui possède la plus faible capacité thermique C , qui subit la contrainte thermique imposée par le fluide disposant la plus forte valeur de C . par conséquent, le calcul des températures limites dans le cas d'échangeurs infiniment longs se réalise pour $S = +\infty$ dans le cas ou $C_f > C_c$ et pour $S = -\infty$ dans le cas ou $C_f < C_c$.

Lorsque l'on est dans le cas précis ou $C_f = C_c$, nous trouvons que $T_c(x) - T_f(x) = T_{ce} - T_{fs} = cte$. Ainsi l'écart de température entre les deux fluides reste constant, quelle que soit la position dans l'échangeur.

Les profils de températures sont donc des fonctions linéaires de $S(x)$ et même de x dans notre cas (tubes cylindriques) puisque $S(x)$ est elle-même une fonction linéaire de x .

La température maximale du fluide froid est toujours inférieure à celle minimale du fluide chaud dans un co-courant et il est fréquent que la température de sortie du fluide froid soit supérieure à la température de sortie du fluide chaud dans un contre courant. Sur le plan énergétique, on privilégiera donc le contre courant. On dit aussi que, pour un même coefficient d'échange global, l'échangeur à contre courant est plus efficace.

En revanche, l'évolution en fonction de x de la température de la paroi commune est plus faible dans l'échangeur à co-courant que dans l'échangeur à contre courant.

6.3 Optimisation des échangeurs de chaleur :

Les échangeurs de chaleur ont des applications nombreuses et variées qui font qu'il existe une très grande variété de configuration d'usage celles-ci peuvent se différencier par la nature des matériaux employés (métalliques, verres, plastiques, céramiques, graphite) ; le choix du matériau résulte souvent de contraintes d'usage, mais aussi de considérations économiques exemples :

- ✓ contraintes thermomécaniques (niveaux de température et pression) ;
- ✓ agressivité des produits traités (attaque chimique, corrosion) ; l'ammoniaque nécessite des conduits en acier ;
- ✓ la nature et les écoulements des fluides de transfert : liquide, gaz, mélanges polyphases (gaz liquide), liquide- particules, gaz-particules) ; écoulements pulvérulents (poudres, grains) ;

Le type d'échangeurs : on citera de façon non exhaustive : les échangeurs à ruissellement, les échangeurs rotatifs, les échangeurs réacteurs, les aérorefrigérants, les échangeurs spirales, les échangeurs à baïonnette, les échangeurs à plaques, les échangeurs tubulaires . Les deux dernières catégories citées sont les plus courantes.

Les échangeurs à tubes présentent eux-mêmes une riche subdivision :

Échangeurs à serpentins, échangeurs à faisceau immergé, échangeurs à chicanes, échangeurs à tubes ailettes, échangeurs à tubes améliorés.

La grande variété des solutions possibles conduits à l'optimisation de l'échangeur en situation. Il apparaît alors deux types successifs d'optimisation:

- L'optimisation statique de l'échangeur dans le système ou le procédé : cette optimisation doit répondre à un dimensionnement optimal de l'échangeur pour un fonctionnement donné (optimisation de conception) ou à un fonctionnement optimisé pour un dimensionnement existant. Cette alternative à l'optimisation globale peut donner lieu à de variantes intermédiaires.
- A l'approche globale (systémique) précédente peut correspondre une approche locale, celle-ci correspond alors à l'optimisation dynamique de l'échangeur : l'échangeur de chaleur étant en situation, ces conditions de fonctionnement peuvent varier avec le temps. Il s'agit alors d'optimiser dans le temps la performance de l'échangeur : optimisation du comportement en régime transitoire.

6.3.1 Optimisation statique d'échangeurs de chaleur :

Optimisation au sens du premier principe : Le problème général revêt trois approches pratiques Essentielles ; on cherche à l'usage d'un échangeur, soit à augmenter sa performance, soit à réduire les coûts qui lui sont associés, soit à réduire son encombrement. On remarquera qu'à ces trois objectifs peuvent correspondre des contraintes diverses. Par ailleurs, la recherche du maximum d'efficacité thermodynamique coïncide généralement avec le minimum de coût de fonctionnement (première approche).

Quelques critères globaux :

Parmi les critères d'évaluation de performance d'un échangeur, on retiendra l'augmentation de q° (effet utile), la diminution de A (coût de fabrication) ; la diminution du coût mécanique (puissance de pompage : ΔP , pertes de pression ou coût de fonctionnement) Tableau des critères d'évaluation d'échangeurs (selon A.E.BER GLES).

6.3.2 Quelques contraintes globales :

À chacune des fonctions objectives précédentes sont souvent associées à des contraintes.

Les exemples les plus classiques sont les suivant :

- Minimum de surface de transfert à puissance de pompage et volume d'échangeur imposé.
- Maximum de conductance de transfert à puissance de pompage et volume d'échangeur imposé.
- A l'approche globale précédente peut correspondre une approche locale, tout particulièrement pour les surfaces à caractéristique de transfert augmenté. Souvent, le critère d'amélioration est fourni (pour les alternatives) sous forme d'un ratio ; ainsi, pour les tubes avec des écoulements monophasiques, le tube lisse est la référence naturelle.
- Aux optimisations indiquées précédemment il est possible de rajouter d'autres optimisations dites hybrides ; par exemple, en approche locale, on rencontre dans la littérature le critère obtenu en faisant le rapport du coefficient de transfert augmenté relatif à la référence divisé par le rapport des pertes de pression unitaire de la configuration augmenté relatif à la référence ($\Delta P_a / \Delta P_{ref}$).

6.3.3 Optimisation dynamique des échangeurs de chaleur :

a) divers types de transitoires :

Le problème considéré ici est un problème récurrent depuis de nombreuses années (Pression P.) . Les perturbations rencontrées en entrée d'échangeur peuvent être de température, de débit pour l'essentiel.

Transitoires long ou court :

Les Transitoires peuvent en conséquence conduire à des réponses de l'échangeur très différentes. On distinguera les Transitoires long des Transitoires courts.

Un exemple de Transitoires long en échangeur (ou Transitoires glissant) est l'encrassement des échangeurs. Un exemple de Transitoires courts est l'ouverture d'une vanne d'alimentation en fluide par tout ou rien. Ces deux exemples

conduisent à des constantes de temps complètement différentes : de l'ordre de la journée au minimum dans le premier cas, de l'ordre de la seconde ou la minute, selon que l'on considère les aspects mécanique ou thermique dans le second cas.

Transitoires sur les températures ou puissances échangées :

La réponse de l'échangeur de chaleur peut être recherché soit en température T (variable intensive), soit en quantité de chaleur échangée q° (variable extensive).

Les études les plus courantes dans la littérature sont relatives à la variable intensive T . le modèle empirique le plus simple fait apparaître une réponse exponentielle conformément aux expression ; suivantes :

$$T_s(t) = T_s^0 \quad \forall t \leq t_0$$

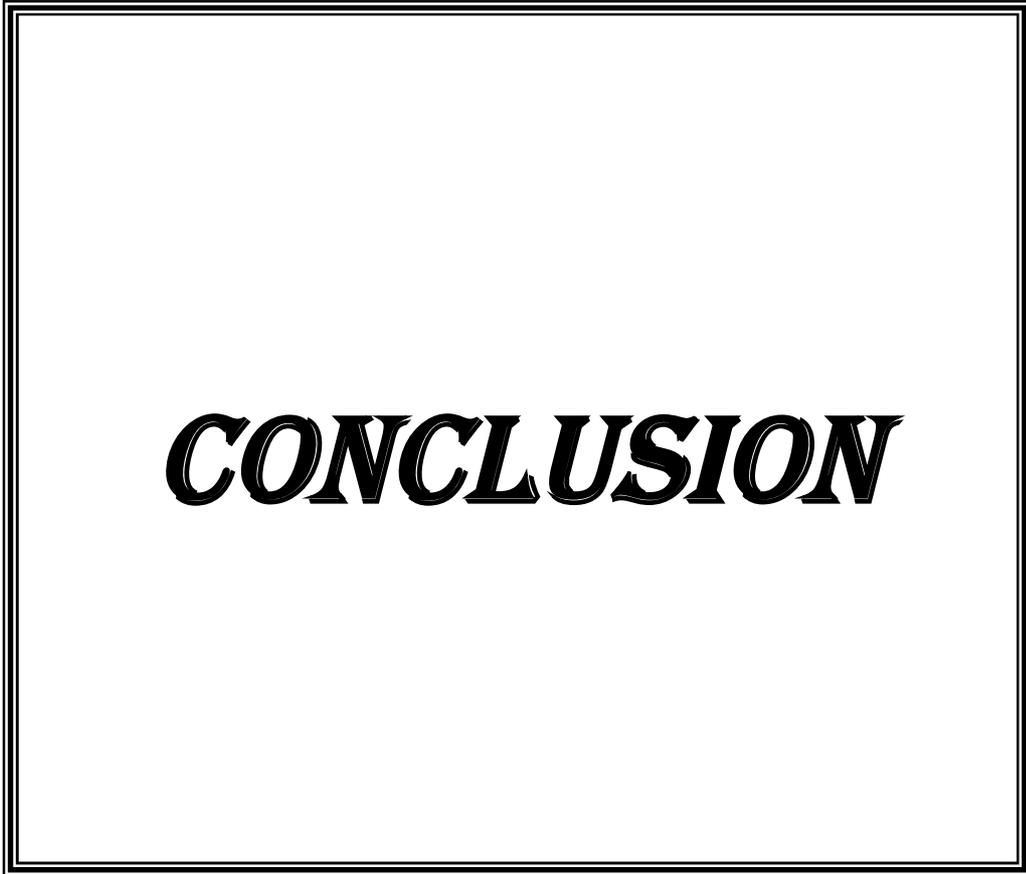
$$T_s(t) = T_s^\infty + (T_s^0 - T_s^\infty) \exp\left(-\frac{t-t_r}{\tau}\right) \quad \forall t > t_0$$

T_s^0 : Température de sortie du fluide avant perturbation.

T_s^∞ : Température de sortie du fluide après perturbation.

Les perturbations imposée ici est échelon de température ou de débit τ , constante de temps de la réponse en température, t_r , temps de retard sur la repense en température

La même démarche a été appliquée avec succès pour les réponses en puissance thermique q° (Henrion M.Feidt M) [33, 34, 35,36].



CONCLUSION

L'échangeur d'énergie thermique est 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).

Rappelons que les échangeurs de chaleur sont des appareils où le transfert de chaleur à basses et moyennes températures se fait sans changement de phase.

Des méthodes de calcul plus ou moins élaborées existent pour les échangeurs à faisceau et calandre. Les calculs reposent en partie sur les calculs numériques que l'on peut effectuer sur les échangeurs double tube auxquels nous avons abordés et développé dans ce travail.

Le but d'un échangeur de chaleur est de récupérer une certaine quantité de chaleur dans des conditions économiques optimales qui sont un compromis entre les frais d'investissement et les frais de fonctionnement.

La dualité perte de charge-transfert de chaleur est à la base de tout calcul d'échangeur. En effet, les résistances au transfert thermique seront d'autant plus faibles que les vitesses locales d'écoulement du fluide seront plus élevées.

Dans ces conditions, on pourra utiliser des surfaces d'échange plus réduites (diminution de l'investissement), mais les pertes de charge étant plus grandes, la pompe de circulation devra être plus puissante, ce qui entraîne une augmentation du prix de fonctionnement. Ainsi, l'obtention des conditions optimales de fonctionnement d'un échangeur ne peut se concevoir sans une étude en parallèle du transfert de chaleur et de la perte de charge.

En outre, les fluides véhiculés à l'intérieur et à l'extérieur des tubes ne sont pas obligatoirement propres et un encrassement des surfaces se produit dans le temps. La formation de ces dépôts, généralement mauvais conducteurs de la chaleur, augmente les résistances au transfert thermique et conditionne la fréquence des arrêts pour nettoyage et entretien.

Dans l'optimisation de l'échangeur, il faut tenir compte de ces variations du transfert thermique au cours du temps et les conditions optimales de fonctionnement d'un échangeur usagé seront différentes de celles de l'échangeur neuf.

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 DTML, de débit de capacité, de stationnarité, d'efficacité, de NUT, de coefficient

d'échange global K sans oublier les pertes de pression mécaniques, à compenser par un « moteur » quelconque. L'augmentation du transfert thermique s'accompagne en effet inéluctablement d'une croissance des frottements visqueux générateurs des chutes de pression.

Elle s'adapte bien à tous les fluides monophasiques quelle que soit la nature de ces fluides et de la paroi commune. Le choix de la nature de cette dernière est dicté par des considérations technologiques : pression, corrosion, vibrations, mouillabilité, compatibilité biologique, sans oublier bien sûr épaisseur et conductivité thermique. Quant aux fluides, il reste entendu qu'ils sont newtoniens et complètement transparents ou complètement opaques en regard des longueurs d'onde des émissions radiatives qui peuvent intervenir de manière énergétiquement notable.

Quelques perspectives

Notre étude est une contribution à l'étude des échangeurs de chaleur, nous pouvons émettre quelques propositions pour des perspectives s'ajoutant et enrichissant ce travail à savoir :

- L'étude numérique des échangeurs à changement de phase (évaporateur et condenseur).
- L'étude et bilan énergétique des échangeurs de chaleur tubulaire en coordonnées cylindriques pour les deux modes co-courant et contre-courant.
- L'étude des échangeurs à ailettes (étude de la couche limite)

ANNEXES

Propriétés thermiques de l'eau et de l'air.

Eau:

Masse volumique (kg / m^3)

$$\rho_e = aT^4 + bT^3 + cT^2 + dT + e$$

$$a = -0.48792680 \times 10^{-7}$$

$$b = 0.27819864 \times 10^{-4}$$

$$c = -0.7525276 \times 10^{-2}$$

$$d = 0.111546$$

$$e = 999.085$$

$$0.01^\circ c < T < 350^\circ c$$

Chaleur massique ($J / Kg.^\circ K$)

$$cp_e = aT^3 + bT^2 + cT + d$$

$$a = 0.749972 \times 10^{-4}$$

$$b = -0.943717 \times 10^{-2}$$

$$c = 0.448761$$

$$d = 4186.74$$

$$0.01^\circ c < T < 270^\circ c$$

Viscosité dynamique ($pa.s$)

$$\mu_e = 10^{(aT^3 + bT^2 + cT + d)}$$

$$a = -0.34612 \times 10^{-6}$$

$$b = 0.95970 \times 10^{-4}$$

$$c = -1.4188 \times 10^{-2}$$

$$d = -2.749892$$

$$0.01^\circ c < T < 100^\circ c$$

Conductivité thermique ($W / m^\circ K$)

$$k_e = aT^2 + bT + c$$

$$a = -7.85700 \times 10^{-6}$$

$$b = 1.88857 \times 10^{-3}$$

$$c = 0.569$$

$$0.01^\circ c < T < 130^\circ c$$

Air

Masse volumique (kg / m^3)

$$\rho_a = 348.49 \times 10^{-5} \cdot \frac{P_a}{T \cdot Z_a}$$

$$Z_a = 1 - 10^{-12} (T - 350)^2 \cdot \rho_A \rightarrow 180^\circ k < T < 350^\circ k$$

$$Z_a = 1 \quad \rightarrow T > 350^\circ K$$

Z_a : Coefficient de compressibilité de l'air

P_a : Pression atmosphérique

Chaleur massique ($J / Kg \cdot ^\circ K$)

$$cp_a = aT^3 + bT^2 + cT + d$$

$$a = -0.02973 \times 10^{-5}$$

$$275^\circ K < T < 600^\circ K$$

$$b = 0.07442 \times 10^{-2}$$

$$c = -0.33189$$

$$d = 1046.94$$

Viscosité dynamique ($pa.s$)

$$\mu_a = aT^2 + bT + c$$

$$a = 1.33333 \times 10^{-18} \cdot P_a - 2.87133 \times 10^{-11}$$

$$b = -1.4555 \times 10^{-15} - P_a + 6.61955 \times 10^{-8}$$

$$0^\circ c < T < 400^\circ c$$

$$c = 4.66667 \times 10^{-13} - P_a + 1.15333 \times 10^{-6}$$

P_a : Pression atmosphérique.

Conductivité thermique ($W / m^\circ K$)

$$K_a = aT^2 + bT + c$$

$$a = 4.7222 \times 10^{-15} \cdot P_a - 3.42822 \times 10^{-18}$$

$$b = -5.16667 \times 10^{-12} \cdot P_a + 9.86567 \times 10^{-5}$$

$$c = 1.69533 \times 10^{-9} \cdot P_a - 3.00333 \times 10^{-4}$$

Propriétés physiques de l'air et de l'eau:

Propriétés de l'eau à saturation							Propriétés de l'air à 1 atm						
θ	ρ	c_p	λ	$10^4 \cdot \mu$	$10^7 \cdot \alpha$	Pr	θ	ρ	c_p	λ	$10^5 \cdot \mu$	$10^5 \cdot \alpha$	Pr
(°C)	(kg/m ³)	(J/kg.°C)	(W/m.°C)	(Pa.s)	(m ² /s)		(°C)	(kg/m ³)	(J/kg.°C)	(W/m.°C)	(Pa.s)	(m ² /s)	
0	1002	4218	0,552	17,90	1,31	13,06	0	1,292	1006	0,0242	1,72	1,86	0,72
20	1001	4182	0,597	10,10	1,43	7,02	20	1,204	1006	0,0257	1,81	2,12	0,71
40	995	4178	0,628	6,55	1,51	4,34	40	1,127	1007	0,0272	1,90	2,40	0,70
60	985	4184	0,651	4,71	1,55	3,02	60	1,059	1008	0,0287	1,99	2,69	0,70
80	974	4196	0,668	3,55	1,64	2,22	80	0,999	1010	0,0302	2,09	3,00	0,70
100	960	4216	0,680	2,82	1,68	1,74	100	0,946	1012	0,0318	2,18	3,32	0,69
120	945	4250	0,685	2,33	1,71	1,45	120	0,898	1014	0,0333	2,27	3,66	0,69
140	928	4283	0,684	1,99	1,72	1,24	140	0,854	1016	0,0345	2,34	3,98	0,69
160	910	4342	0,680	1,73	1,73	1,10	160	0,815	1019	0,0359	2,42	4,32	0,69
180	889	4417	0,675	1,54	1,72	1,00	180	0,779	1022	0,0372	2,50	4,67	0,69
200	867	4505	0,665	1,39	1,71	0,94	200	0,746	1025	0,0386	2,57	5,05	0,68
220	842	4610	0,652	1,26	1,68	0,89	220	0,700	1028	0,0399	2,64	5,43	0,68
240	816	4756	0,635	1,17	1,64	0,88	240	0,688	1032	0,0412	2,72	5,80	0,68
260	786	4949	0,611	1,08	1,58	0,87	260	0,662	1036	0,0425	2,79	6,20	0,68
280	753	5208	0,580	1,02	1,48	0,91	280	0,638	1040	0,0437	2,86	6,59	0,68
300	714	5728	0,540	0,96	1,32	1,02	300	0,616	1045	0,0450	2,93	6,99	0,68

Corrélation entre 0 et 100°C

(T: température en °C, T température en °K)

Pour l'air

- $\rho = \frac{353}{(T + 273)}$ Kgm^{-3}
- $c_p = 1008$ $JKg^{-1}°C^{-1}$
- $\lambda = 7,57 \cdot 10^{-5} T + 0,0242$ $Wm^{-1}°C^{-1}$
 $r^2 = 0,9999$
- $\mu = 10^{-5} (0,0046T + 1,7176)$ $Pa \cdot s$
 $r^2 = 0,9997$
- $\alpha = 10^{-5} (0,0146T + 1,8343)$ $m^2 S^{-1}$
 $r^2 = 0,9986$
- $Pr = -2,54 \cdot 10^{-4} T + 0,7147$
 $r^2 = 0,9767$
- $\beta \approx \frac{1}{T}$ K^{-1}

Pour l'eau:

- $\rho = -0,00380T^2 - 0,0505T + 1002,6$ Kgm^{-3}
 $r^2 = 0,9982$
- $cp = 4180$ $JKg^{-1}^{\circ}C^{-1}$
- $\lambda = -9,87.10^{-6}T^2 + 2,238.10^{-3}T + 0,5536$ $Wm^{-1}^{\circ}C^{-1}$
 $r^2 = 0,9987$
- $\mu = 10^{-4}(0,00200T^2 - 0,3389T + 17,199)$ PaS
 $r^2 = 0,9815$
- $\alpha = 10^{-7}(0,00360T + 1,340)$ m^2S^{-1}
 $r^2 = 0,9734$
- $Pr = 1,577.10^{-3}T^2 - 0,261T + 12,501$
 $r^2 = 0,9796$
- $\frac{g\beta\rho^2cp}{\mu\lambda} = (0,0105T^2 + 0,477T - 0,0363)10^9$ $^{\circ}C^{-1}m^{-3} \quad ^{\circ}C^{-1}m^{-3}$
 $r^2 = 0,9992$
- $\log_{10}[\rho_{sat}(T)] = 20,3182 - \frac{2795}{T} - 3,868\log_{10}(T)$ $mmHg$
 $-50^{\circ}C < T < 200^{\circ}C$
- $L_v = 2495 - 2,346T$ $KJ.Kg^{-1}$
 $0^{\circ}C < T < 100^{\circ}C$

Corrélations utilisées pour déterminer les coefficients d'échanges par convection

Nombre de Reynolds

$$Re_D = \frac{VD}{\nu} = \frac{\rho VD}{\mu}, \text{ cas du cylindre}$$

$$Re_L = \frac{VL}{\nu} = \frac{\rho VL}{\mu}, \text{ cas de la plaque}$$

V	vitesse	[m.s ⁻¹]
D, L	diamètre, longueur caractéristique	[m]
ρ	masse volumique	[kg.m ⁻³]
ν	viscosité cinématique	[m ² .s ⁻¹]
μ	viscosité dynamique	[kg.s ⁻¹ .m ⁻¹]
RQ : μ = νρ		

Nombre de Nusselt

$$Nu_D = \frac{hD}{k}, \text{ cas du cylindre}$$

$$Nu_L = \frac{hL}{k}, \text{ cas de la plaque}$$

D, L	diamètre, longueur caractéristique	[m]
h	coefficient d'échange convectif	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
k	conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]

Nombre de Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{\rho C_p \nu}{\alpha} = \frac{\nu}{\alpha}$$

C _p	capacité calorifique	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
k	conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
μ	viscosité dynamique	[kg.s ⁻¹ .m ⁻¹]
ρ	masse volumique	[kg.m ⁻³]
ν	viscosité cinématique	[m ² .s ⁻¹]
α	diffusivité thermique	[m ² .s ⁻¹]

Plaque plane, flux laminaire externe 0.6 < Pr < 50

$$Nu_x = 0.664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$$

Cylindre, flux externe, conditions moyennes Pr > 0.7, 0.4 < Re_D < 4.10⁵

$$Nu_D = C Re_D^m Pr^{1/3}$$

Re _D	C	m
0.4 - 4	0.989	0.330
4 - 40	0.911	0.385
40 - 4000	0.683	0.466
4000 - 40000	0.193	0.618
40000 - 400000	0.027	0.805

Cylindre, flux laminaire interne Pr > 0.6

$$Nu_D = 4.36 \text{ flux de chaleur uniforme}$$

$$Nu_D = 3.66 \text{ température de surface uniforme}$$

Cylindre, flux turbulent interne 0.6 < Pr < 160, Re_D > 10000

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$$

$n = 0.4$ lorsque la température de surface est $>$ à la température du fluide (**chauffage**)

$n = 0.3$ lorsque la température de surface est $<$ à la température du fluide (**refroidissement**)

RQ: les deux mêmes précédentes corrélations concernant les flux internes dans des cylindres s'utilisent aussi dans le cas d'autres géométries en faisant intervenir la notion de diamètre hydraulique D_h défini par :

$$D_h = \frac{4A_c}{P}$$

D_h	diamètre hydraulique	[m]
A_c	section de passage	[m ²]
P	périmètre mouillé	[m]

Corrélations utilisées pour déterminer l'efficacité de l'échangeur par la méthode NUT

Co-courant

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

Contre-courant

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

Une passe de calandre - multiple de 2 passes de tubes

$$E = \frac{2}{1 + C_r + \sqrt{1 + C_r^2} * \frac{1 + e^{-NUT\sqrt{1+C_r^2}}}{1 - e^{-NUT\sqrt{1+C_r^2}}}}$$

Courants croisés - aucun fluide n'est mélangé

$$E = 1 - e^{\frac{1}{C_r} NUT^{0.22} (e^{-C_r NUT^{0.78}} - 1)}$$

Courants croisés - seul le fluide à C_{\min} est mélangé

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

Courants croisés - seul le fluide à C_{\max} est mélangé

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

Corrélations utilisées pour déterminer le facteur correctif F dans la méthode DTLM

Rappels

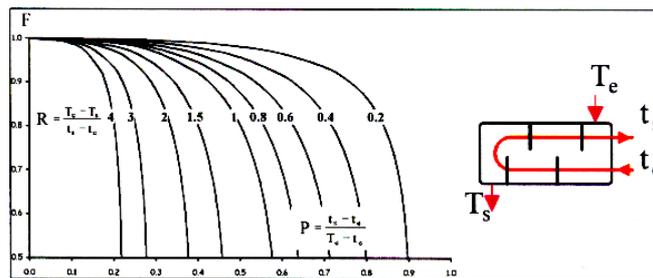
Ces corrélations utilisent les nombres adimensionnels suivants :

$$R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e}$$

$$P = \frac{t_s - t_e}{T_e - T_s}$$

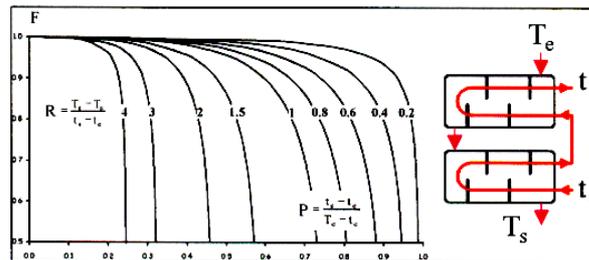
où T fait référence au fluide chaud et t au fluide froid, e et s représentant respectivement l'entrée et la sortie de l'échangeur.

Une passe de calandre - multiple de 2 passes de tubes



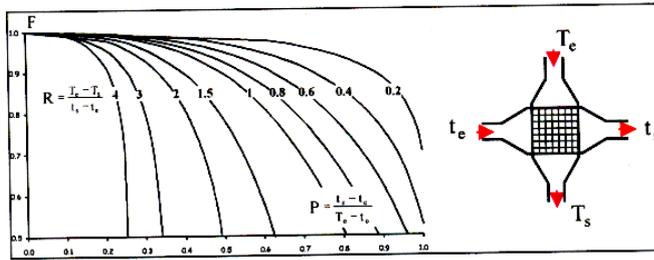
$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \log_{10} \frac{1 - P}{1 - RP}}{\log_{10} \frac{\frac{2}{P} - 1 - R + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P} - 1 - R - \sqrt{R^2 + 1}}}$$

Deux passes de calandre - multiple de 2 passes de tubes



$$F = \frac{\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{2(R - 1)} \log_{10} \frac{1 - P}{1 - RP}}{\log_{10} \frac{\frac{2}{P} - 1 - R + \frac{2}{P} \sqrt{(1 - P)(1 - PR)} + \sqrt{R^2 + 1}}{\frac{2}{P} - 1 - R + \frac{2}{P} \sqrt{(1 - P)(1 - PR)} - \sqrt{R^2 + 1}}}$$

Courants croisés - aucun fluide n'est mélangé



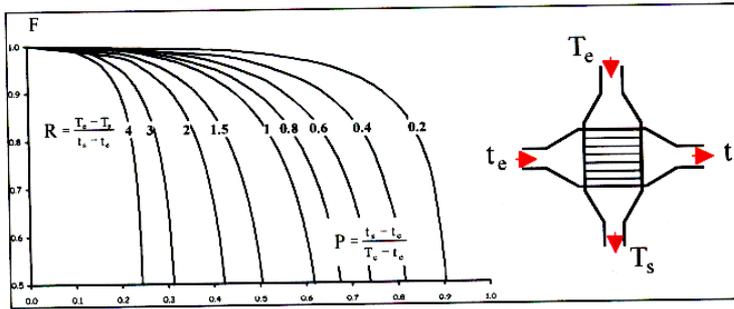
$$r = \sum_{u=0}^{\infty} \sum_{v=0}^{\infty} (-1)^{u+v} \frac{(u+v)!}{u!(u+1)!v!(v+1)!} \left(\frac{p}{r}\right)^u \left(\frac{q}{r}\right)^v$$

avec :

$$q=P, p=q.R, F = \frac{r}{r_0}$$

$$r_0 = \frac{p-q}{\log_e \frac{1-q}{1-p}}$$

Courants croisés - un seul fluide est mélangé



$$r = \frac{q}{\log_e \frac{1}{1 - \frac{q}{p} \log_e \frac{1}{1-p}}}$$

avec :

$$q=P, p=q.R, F = \frac{r}{r_0}$$

$$r_0 = \frac{p-q}{\log_e \frac{1-q}{1-p}}$$

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- [1]: Y.JANNOT, P.MEUKARM. Simplified estimation method for determination of thermal Effusivity and thermal conductivity with a low cost hot strip .measurement science and Technologie, vol.15, pp.1932-1938, 2004.
- [2]: J.F.SACCADURA. Initiation aux transferts thermiques, paris 4^{ème} tirage 1993.
- [3]: J.FOURIER. Transfert thermique "théorie analytique de la Chaleur", IUP Génie civil, 1822.
- [4]: R.LELEU. Transfert de chaleur, technique de l'ingénieur, traité des procédés J.1080.
- [5]: M.ADAMS. Transmission de la chaleur .Dunod 1961
- [6]: A .BOUVENOT. Transferts de chaleur, Masson.
- [7]: J .GOSSE. Guide technique de thermique, Dunod, 1981.
- [8]: M. MOUSSA, J. MARIE PERRIERCORNET. Échangeur de Chaleur:échangeur tubulaire et [Échangeur à surface raclée, JEAN CASTAING LASVINOTTES 2002.
- [9]: R.BESSAIH. Transfert de chaleur et de matière, publication de l'université Mentouri Constantine 1994.
- [10]:A.BEJAN. Heat transfer, Wiley, New York, 1993.
- [11]: aide mémoire de mécanique des fluides (formules et équations définitions et terminologie)"office des publications universitaires" 2007.
- [12]: A.BONTENPS. Échangeur de chaleur, description des échangeurs, - technique de l'ingénieur traitée génie énergétique B2341, pp.1-7.
- [13]: A.mezmiz. Mini projet 1^{ère} post graduation " différent type d'échangeur" de l'université Mentouri Constantine 2006.
- [14]: J.PADET. Échangeurs thermiques. Masson, paris Milan Barcelone 1994.
- [15]: M.KONDAK, N.KIRAKOVSKI. Thermique générale édition Mir Moscou 1969.
- [16]: H.JOHN LINHARD IV. H.JOHN LIENHARD V. A heat transfer text book third edition version 1.23 dated January 2005.

- [17]: G.F. Hewitt. Heat exchanger design: rating sizing and optimization simple, Hemisphere publishing New York .edition 1990.
- [18]: site web: la récupération de la chaleur dans l'industrie des aliments et boissons. Htm.
- [19]: W. TECHNID. Raffinage et génie chimique Tome 1, et 2 1965.
- [20]: A.BONTENPS, A.GARRIGUE, C.GOUBIER, J.HUETZ, C.MARVILLET, P.MERCIER et R.VIDIL, échangeur de chaleur, problèmes de fonctionnement et aspects réglementaires. Technique de l'ingénieur. traité génie énergétique B2344.
- [21]: N.EPSTEIN .fouling in heat exchangers. Fouling of heat transfer equipment. Ed. some scales EFC.KNUDSEN J.G, p. 701 HEMISPHER WASHINGTON.Dc, 1981.
- [22]: application aux échangeurs de chaleur à plaques. Thèse à l'université de Nancy, 1989.
- [23]: B.THONON, P.MERCIER, M. FEIDT .flow distribution in plate heat exchangers and consequences on thermal and hydraulic performances euro-therm seminar, Hamburg mars 1991.
- [24]: corrosion basics national association of corrosion engineers, 360 pages, 1984.
- [25]: A.MAURIN .Manuel anticorrosion.Ed.EYrolles, 1961.
- [26]: H.HED, Mechanical design of heat exchanger hemisphere, revision 1987.
- [27]: H.J.CONNORS .fluid elastic vibration of heat exchanger tube arrays. Trans. ASME, J.MECH. Des, vol.100, n°2, p.347-353.
- [28]: A.BONTENPS, A.GARRIGUE, C.GOUBIER, J.HUETZ, C.MARVILLET, P.MERCIER et R.VIDIL. Échangeur de chaleur.intensification des échanges thermiques Technique de l'ingénieur. Traité génie énergétique.B2343, pp.1-7.
- [29]: S.W.HONG, A.E. BERGLES. Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of twisted tape inserts. J.heat transfer, Vol.91, p.434-442, 1969.
- [30]: N.BELLEL. Les échangeurs de chaleurs, cours 1^{ère} post graduation université Mentouri Constantine , Algérie, année 2007-2008

- [31]: A.BONTENPS, A.GARRIGUE, C.GOUBIER, J.HUETZ, C.MARVILLET, P.MERCIER échangeur de chaleur, dimensionnement thermique des échangeurs, technique de l'ingénieur, Traité génie énergétique, B2342., pp.1-7.
- [32]: P.MERCIER, G. RATEL .dimensionnement thermique des échangeurs a tubes et calandre, le logiciel CETUC. Revue générale de thermique n°313, jan.1988.
- [33]: M. Feidt .concepts et applications licence 9 années. Master écoles d'ingénieurs, Dunod) année.
- [34]: P.PIERSON. Simulation du fonctionnement des échangeurs thermiques soumis à des conditions aux limites variables, revu, phys., appli. Vol.24, p.93-107,
- [35]: L.SCHAAL T.M.FEID. optimization of the dynamic behavior of a heat exchanger subject for fouling; comparison of three optimization models, Int.J. Applied thermodynamics, VOI.2, n°2, p.89-96, 1999.
- [36]: C.MARVILLET. les évolutions technologiques des échangeurs de chaleur pour les équipement frigorifiques, article de synthèse du bulletin 99.3 de l'institut international du froid (IIF), p.2-17,1999.

TITRE :**« ETUDE ET OPTIMISATION DES ECHANGEURS DE CHALEUR »****Résumé:**

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

Le présent mémoire consiste à étudier les caractéristiques des échangeurs de chaleur de façon générale (principe de fonctionnement, types d'écoulement, types de contacts, problèmes de fonctionnement, aussi la présentation de ces différents types avec leurs conception, leurs avantages et inconvénients plus les différents méthodes de calcul existants (DTLM, NUT), et plus précisément nous avons traité le type où l'échangeur est tubulaire.

Le bilan thermique nous a permis de mettre en évidence l'influence des paramètres physiques des fluides et l'évolution de la température de sortie du fluide le long de l'échangeur et de la puissance d'échange en utilisant deux fluides différents à savoir l'eau et l'air.

Le système d'équations obtenu a été résolu par une approche numérique basée sur les deux méthodes comparative (la méthode classique et la méthode de NUT). Pour la validité de notre programme nous proposons une étude comparative des résultats théoriques et expérimentaux. .

Mots clés : Flux de chaleur, échangeur de chaleur, température, fluide, débit, DTLM, NUT

« STUDY AND OPTIMIZATION OF HEAT EXCHANGERS »

Summary

In an interchange, warmth is transmitted from a fluid to other one. The same fluid can keep its physical state (liquid or gaseous) or come successively under both stages (case of condensers and evaporators).

The present memory consists in studying the characteristics of heat exchangers generally speaking (principle of functioning, types of flow, types of contacts, problems of functioning, also the presentation of these different types with their comprehension, their advantages and inconvenient more different methods of existent counting (DTLM, NUT), and is more precisely we have treat type wherever the interchange is tubular .

The thermal balance sheet allowed us to put in an obvious place the influence of the physical parameters of fluids and materials the evolution of the temperature of exit of fluid along the interchange and potency of exchange by using two different fluids to know water and air.

The system of acquired equation was solved by a numerical approach based on both methods comparative (classical method and method of NUT). For the validity of our program we offer a comparative study of experimental and theoretical results.

Key words: Flux of warmth, heat exchanger, temperature, fluid, debit side, DTLM, NUT

دراسة وتحسين المبدلات الحرارية

الملخص:

في مبدلة حرارية , الحرارة تتحول من مائع إلى آخر . المائع يحافظ على حالته الفيزيائية (عازية أو سائلة) أو يظهر على الحالتين (مكثف أو مبخر).

هذه المذكرة تختص بدراسة خصائص مبدلة حرارية بصفة عامة (مبدأ عملها، أنواع جريان المائع، أنواع التلامس، المشاكل المعيقة لعمله، كذلك وصف لأنواع المبدلات الحرارية بتكوينها مميزاتها و عيوبها زيادة على مختلف الطرق لحساب مبدلة حرارية (د ط ل م - ن و ط) و بخصوصية أكثر عالجا النوع الأكثر بساطة للمبدلات الأنبوبية .

نضع الحوصلة الحرارية من أجل الحصول على تأثير بعض العوامل على درجة حرارة الماء المائع عند خروجه من المبدلة الحرارية و الطاقة المتبادلة مستعملين المائعين الماء و الهواء.

جملة المعادلات المتحصل عليها نقوم بحلها بواسطة تقر بيئات عددية تعتمد على الطريقتين للمقارنة (الطريقة الكلاسيكية - الطريقة ن و ط).

ومن أجل التأكد من صحة هذا البرنامج نقوم بوضع دراسة مقارنة بين النتائج النظرية والنتائج التجريبية.

الكلمات المفتاحية : كمية الحرارة، مبدلة حرارية، درجة الحرارة، المائع، التدفق، د ط ل م - ن و ط.