

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique

Université Akli Mohand Oulhadj - Bouira -

X•⊙V•εX •κIε Γ:κ:|∧ :||κ•X - X:⊙εO:ε -



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

Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées

كلية العلوم والعلوم التطبيقية

Département de Génie Mécanique

Polycopié de Cours et TD

En : Génie Mécanique

Spécialité : Mécanique Energétique

Niveau : Master



Echangeurs de chaleur

Par : Dr. ABERKANE Sofiane

L'expertise faite par :

- Pr. MAHFOUD Brahim
- Dr. SEMMARI Hamza

Avant propos

Ce polycopié de cours et exercices de « Echangeur de chaleur » est destiné principalement aux étudiants de Master du filière génie mécanique (Mécanique Energétique, énergie renouvelables, génie climatique.....) ainsi que les étudiants de Master en génie des procédés. Comme il peut être utilisé comme référence pour les ingénieurs du domaine génie énergétique.

Il a pour objectif d'apprendre à ces étudiants de maîtriser les calculs et le dimensionnement des différents types d'échangeurs de chaleur pour la réalisation d'un design optimal de l'appareil d'échange le plus convenable.

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs largement utilisés dans les applications industrielles et domestiques qui impliquent l'échange d'énergie thermique (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, chauffage, climatisation, etc.). Pour cela, il est nécessaire pour toute personne travaillant dans ces différents systèmes énergétiques d'avoir une idée claire sur le fonctionnement et les caractéristiques de ses appareils.

Le document est réparti en cinq chapitres. Le premier chapitre présente le principe de fonctionnement et la classification des échangeurs de chaleur ainsi que les problèmes liés au fonctionnement. Le deuxième chapitre détaille le calcul du coefficient d'échange global avec et sans changement de phase. Le chapitre trois concerne les différentes méthodes de calcul thermique et l'étude des performances des échangeurs. Le quatrième chapitre présente la technologie des échangeurs de chaleur à tubes et calandre et l'application de la méthode Kern pour le dimensionnement de ce type d'échangeurs. Et pour clôturer, le cinquième chapitre présente la méthode du pincement utilisée pour l'optimisation et l'intégration énergétique des flux de chaleur dans les réseaux d'échangeurs.

Sommaire

Avant propos	1
Listes des figures.....	5
Listes des tableaux.....	6
Chapitre I : Classification des échangeurs de chaleur.....	7
I.1 Introduction.....	7
I.2 Principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur.....	7
I.3 Classifications des échangeurs thermiques.....	8
I.3.1 Le sens d'écoulement des fluides.....	8
I.3.2 Classement suivant les types d'échange	9
I.3.3 Le degré de compacité	10
I.3.4 Le procédé de transport.....	11
I.3.5 La conception technologique	12
I.4 Encrassement des échangeurs de chaleur.....	24
I.4.1 Type d'encrassement.....	24
I.4.2 Paramètres influençant l'encrassement	26
I.4.3 Les effets d'encrassements	27
I.4.4 Méthode de nettoyage	27
I.5 Conclusion	28
Chapitre II : Coefficient d'échange global.....	29
II.1 Coefficient global d'un échangeur de chaleur.....	29
II.2 Coefficient global d'échange sale.....	32
II.3 Coefficient global d'échange en présence des ailettes	33
II.4 Coefficient d'échange convectif sans changement de phase.....	34
II.4.1 Rappels	34
II.4.2 Corrélations	35
II.5 Coefficient d'échange convectif avec changement de phase	38
II.5.1 La condensation.....	38
II.5.2 L'ébullition	42
II.6 Exercices.....	47
Chapitre III : Performances et calcul des échangeurs de chaleur.....	50
III.1 Introduction.....	50
III.2 Hypothèses de calcul.....	51

III.3 Distribution de température dans un échangeur	51
III.4. Méthode DTLM (Différence de Température Logarithmique Moyenne).....	52
III.4.1 Cas d'un échangeur mono passe à co-courant.....	52
III.4.2 Cas d'un échangeur mono passe à contre-courant	53
III.4.3 Conditions spéciales	55
III.5. Facteur de correction	57
III.6. Méthode de l'efficacité (NUT : Nombre d'unité de transfert)	61
III.6.1 Notion d'efficacité.....	61
III.6.2 Expression de quelques efficacités.....	63
III.7 Calcul d'un échangeur de chaleur	69
III.7.1 Températures de sorties connues.....	69
III.7.2 Températures de sorties inconnues.....	69
III.8 Exercices	71
Chapitre IV : Technologie des échangeurs tubulaires.....	79
IV.1 Introduction.....	79
IV.2 Jargon utilisé	79
IV.3 Construction des échangeurs de chaleurs tubulaires.....	80
IV.3.1 Principe de fonctionnement.....	80
IV.3.2 Types d'échangeurs de chaleur selon la norme TEMA	81
IV.3.3 Choix du type de boite distribution.....	85
IV.3.4 Choix du type de calandre	86
IV.3.5 Choix du type de fond de calandre.....	88
IV.4 Méthode kern de dimensionnement des échangeurs tubulaires	90
IV.4.1 Les étapes de la méthode Kern.....	90
IV.4.2 Méthodologie de design des échangeurs de chaleur	101
IV.4.3 Etude de cas	102
Chapitre V : Optimisation et integration energetique des flux de chaleur dans les reseaux d'echangeurs.....	108
V.1 Intégration énergétique.....	108
V.2 Méthode de pincement	108
V.2.1 Définition des flux chauds et des flux froids.....	109
V.2.2 Construction des courbes composites.....	109
V.2.3 Identification du pincement.....	109
V.2.4 Calcul de l'énergie minimale requise	110

V.2.5 Construction de la Grande Courbe Composite	111
V.3 Construction du réseau d'échangeurs de chaleur	112
V.3.1 Appariements des courants	113
V.3.2 Division des courants	115
Références bibliographiques	116

Liste des figures

Figure I.1 : Echangeur à co-courant	7
Figure I.2 : Echangeur à contre-courant	8
Figure I.3 : Différentes configurations d'écoulements dans les échangeurs à courant croisé	8
Figure I.4 : Classement suivant la compacité de l'échangeur	9
Figure I.5 : Tour de refroidissement.....	11
Figure I.6 : Échangeur monotube	11
Figure I.7 : Échangeur coaxial	12
Figure I.8 : Exemple de la calandre.....	13
Figure I.9 : Le faisceau tubulaire.....	13
Figure I.10 : Plaque tubulaire	14
Figure I.11 : Disposition des tubes.....	14
Figure I.12 : Différents types de boîtes de distribution.....	15
Figure I.13 : Chicane ordinaires	16
Figure I.14(a,b,c,d) : Echangeurs à tubes et calandre à multiples passes.....	18
Figure I.15 : Echangeur à plaque.....	19
Figure I.16 : Echangeur de chaleur à plaque et joint	20
Figure I.17 : Echangeur de chaleur à plaque en spirale.....	21
Figure I.18: Les ailettes transversales	22
Figure I.19 : Les ailettes longitudinales	22
Figure I.20 : Echangeurs sale et propre.....	23
Figure II.1 : Réseau de résistance thermique associé à un échangeur coaxial	29
Figure II.2 : schématisation des différentes résistances thermiques d'une paroi	31
Figure II.3 : Arrangement des tubes (a) en ligne et (a) en ligne	36
Figure II.4 : Condensation en film sur une plaque verticale	38
Figure II.5 : Condensation en gouttes sur paroi froide.....	38
Figure II.6 : Condensation en film laminaire sur une plaque plane verticale de largeur b.	40
Figure II.7 : Courbe d'ébullition pour l'eau à une pression de 1 atm	41
Figure III.1: Distribution des températures dans un échangeur mono passe à co-courant	50
Figure III.2: Distribution des températures dans un échangeur mono passe à contre-courant	50
Figure III.3: Principe de fonctionnement d'échangeur à co-courant	51
Figure III.4: Principe de fonctionnement d'échangeur à contre-courant	53
Figure III.5: Echangeur à contre-courant avec $C_c = C_f$	55
Figure III.6: Distribution de température dans un condenseur ($C_c \gg C_f$).....	55
Figure III.7: Distribution de température dans un évaporateur ($C_c \ll C_f$).....	56
Figure III.8: Facteur de correction pour les échangeurs de chaleurs à tube et calandre	58
Figure III.9: Facteur de correction pour les échangeurs de chaleurs à courant croisés	59
Figure III.10: Distribution de température dans un échangeur à contre-courant pour $C_f > C_c$ et $C_c > C_f$	61
Figure III.11: Efficacité ϵ pour les échangeurs de chaleurs à Co-courant, à Contre-courant et à tube et calandre.....	66
Figure IV.1: Echangeur multitubulaire à tubes et calandre (1-2).....	80
Figure IV.2: Différentes désignations des extrémités et de calandres des échangeurs tubulaires selon TEMA	83

Figure IV.3: l'espacement standardisé entre faisceau tubulaire et calandre en fonction du type de boîte de jonction et de diamètre de faisceau tubulaire	93
Figure IV.4: Echangeur avec espacement entre chicanes (E_c) et découpage(F).	94
Figure IV.5: Facteur de transfert de chaleur j_h côté tube.....	95
Figure IV.6: Facteur de transfert de chaleur j_h côté calandre.....	96
Figure IV.7: Facteur de friction j_f côté tubes	98
Figure IV.8: Facteur de friction j_f côté calandre	99
Figure IV.9: Orgnigramme de design des échangeurs de chaleur.	100
Figure V.1 : Construction des courbes composites.	108
Figure V.2 : Détermination du pincement.....	109
Figure V.3 : Construction de la grande courbe composite	110
Figure V.4 : Conséquences d'un transfert d'énergie à travers le pincement.	111
Figure V.5 : Diagramme de grille.....	112
Figure V.6 : Diagramme de grille : au dessus et en dessous du point de pincement.....	113
Figure V.7 : Règle de faisabilité sur les capacités calorifiques	113
Figure V.8 : Critère de division de courant basé sur le nombre de courant.....	114
Figure V.9 : Division des courants afin de satisfaire la condition de CP.....	114

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Valeurs représentatives du coefficient global de transfert de chaleur	30
Tableau II.2 : Quelque valeur des résistances d'encrassement	32
Tableau II.3 : Nombres de Nusselt pour un écoulement laminaire complètement développé dans un espace annulaire avec une surface isotherme et l'autre adiabatique (Kays et Perkins).....	35
Tableau II.4 : Corrélations du nombre de Nusselt pour un écoulement autour d'un faisceau tubulaire pour un nombre de rangé $N > 16$ et $0.7 < Pr < 500$ (Zukauskas, Ref. 15, 1987).....	36
Tableau II.5 : Le facteur de correction (F) pour $N < 16$ et $Re > 1000$ (Zukauskas, Ref. 15, 1987)...	37
Tableau II.6 : Les valeurs des constantes expérimentales caractérisant l'interaction fluide-paroi	43
Tableau II.7 : Les valeurs de la tension superficielle pour la vapeur d'eau	44
Tableau II.8 : Les valeurs spécifiques de C_{cr}	44
Tableau IV.1: Les valeurs de K et n suivant le pas tubulaire triangulaire et le nombre de passes.	91
Tableau IV.2: Les valeurs de K et n suivant le pas carré et le nombre de passes.....	92
Tableau IV.3: Les propriétés thermo-physiques de l'eau et de méthanol	102
Tableau V.1 : Valeurs expérimentales de ΔT_{min} pour quelques industries	109

CHAPITRE I : Classification des échangeurs de chaleur

I.1 Introduction

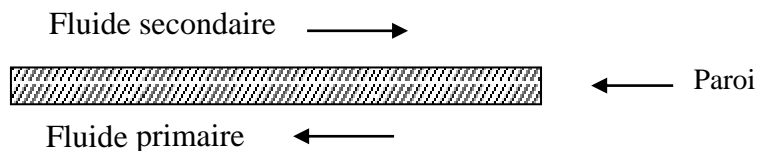
Des nombreux procédés impliquent l'échange d'énergie thermique et, en tant que tels nécessitent au moins un équipement capable de transférer la chaleur d'un milieu à un autre. Ces équipements sont communément appelés les échangeurs de chaleur.

Un échangeur de chaleur est un appareil qui permet le transfert de chaleur entre deux ou plusieurs fluides à températures différentes.

Les échangeurs de chaleur ont un champ d'utilisation très vaste : ils sont nécessaires dans plusieurs types d'industrie tels que la production d'énergie dans les centrales électriques et les grandes usines, les industries chimiques et pétrochimiques, le chauffage et climatisation ..ect.

I.2 Principe de fonctionnement des échangeurs de chaleur

Le principe général d'un échangeur de chaleur consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduites qui les mettent en contact thermique. Dans la plupart des échangeurs de chaleur, les fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. On a en général un fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid.



- Le **FLUIDE SECONDAIRE** : sera le fluide traité : fluide chauffé ou fluide refroidi.

- Le **FLUIDE PRIMAIRE** : sera le fluide servant au traitement : eau chaude ou eau glacée, vapeur BP, MP ou HP, fluide frigorigène

Les échangeurs à fluides séparés permettent le transfert de chaleur d'un fluide à un autre sans mélange. Les mécanismes de transfert thermique utilisés sont :

- la convection forcée entre fluide primaire et paroi.
- la conduction à travers la paroi.
- la convection libre ou forcée entre paroi et fluide secondaire.

D'autre part, l'un des fluides peut subir un changement de phase : Condensation, évaporation.

Le problème majeur dans le dimensionnement consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. Cette quantité dépend de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres, ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexe.

Les flux de chaleurs transférées vont aussi dépendre :

- Des températures d'entrée
- Les caractéristiques thermiques des fluides (chaleur spécifique, conductivité thermique).
- Des coefficients d'échanges par convection.

I.3 Classifications des échangeurs thermiques

Il existe différents classements des échangeurs de chaleur suivant le critère utilisé. Énumérons les principaux :

I.3.1 Le sens d'écoulement des fluides

Une classification peut être établie d'après le sens relatif des écoulements des deux fluides. On distingue donc :

- ❖ **Echangeurs à co-courants (à courant parallèle)** : lorsque les deux fluides circulent parallèlement et dans le même sens. Où la température de sortie du fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud.

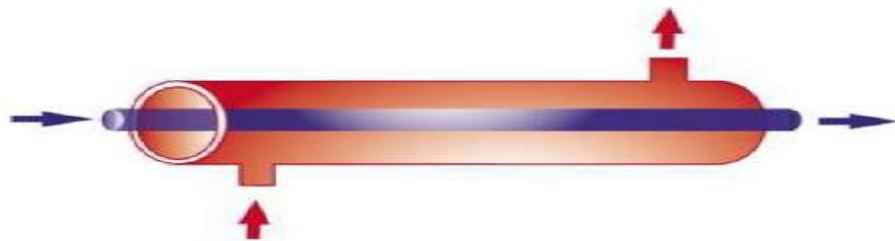


Figure I.1 : Echangeur à co-courant.

- ❖ **Echangeurs à contre-courants (échangeur méthodique)** :

Lorsque les deux fluides circulent parallèlement et dans des sens contraires. Où la température de sortie du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud, L'arrangement à contre-courant a l'efficacité thermique la plus élevée comparée à tous les autres arrangements.

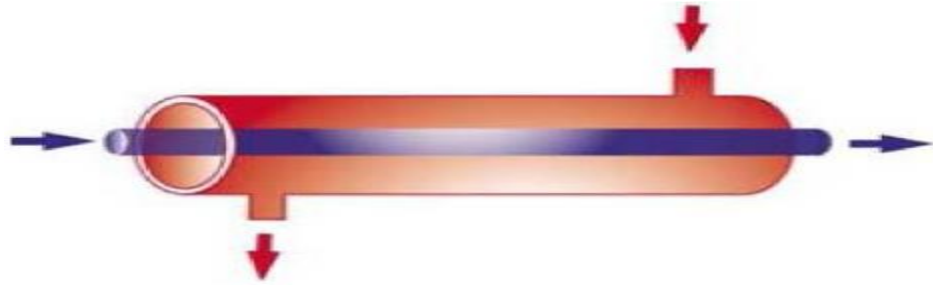


Figure I.2 : Echangeur à contre-courant.

- ❖ **Echangeurs à courants croisés :** Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un par rapport à l'autre.

Dans ce type d'échangeurs on trouve deux configurations à courants croisés avec ou sans brassage :

- **Le fluide non brassé :** circule dont la veine est divisée entre plusieurs canaux parallèles distincts et de faible section.
- **Le fluide brassé :** circule librement entre les veines, le brassage a pour effet d'homogénéiser les températures dans les sections droites de la veine.

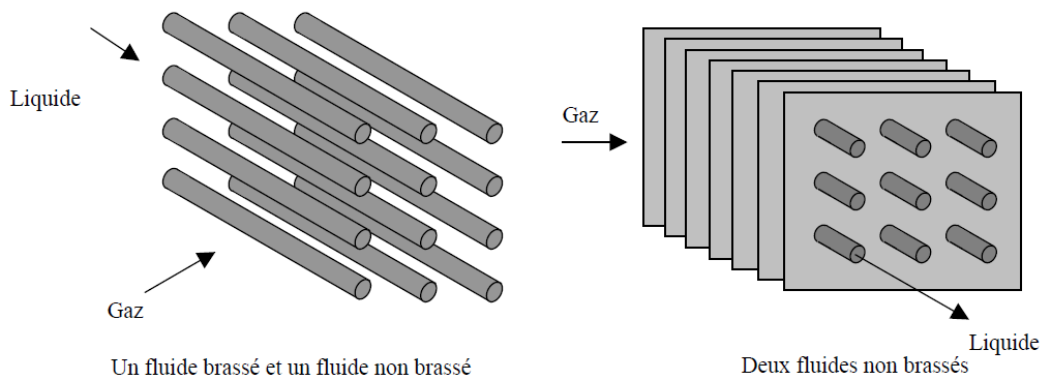


Figure I.3: Différentes configurations d'écoulements dans les échangeurs à courant croisé.

Généralement, c'est le liquide qui circule dans les tubes et le gaz aux alentours. Les tubes munis d'ailettes permettent un bon transfert de chaleur échangée en augmentant la surface d'échange. Le radiateur de refroidissement des véhicules à moteur est un exemple de cet échangeur.

I.3.2 Classement suivant les types d'échange

- ❖ **Échangeurs 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...).

❖ Échangeurs avec changement de phase :

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

- 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.
- 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.
- 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.

I.3.3 Le degré de compacité

On dit un échangeur est compacte lorsqu'il fournit une grande surface d'échange sous un volume réduit ($\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$). Plus l'échangeur est compact, plus il permet de réaliser un grand transfert de chaleur entre deux fluides dans un petit volume.

Où β est la densité de surface qui est égale à $\beta = \frac{\text{Surface } E.C}{\text{Volume } E.C}$

Exemple :

-Pour un radiateur : $\beta = 1000 \text{ m}^2/\text{m}^3$

-Echangeur à tubes à calandre fournit un β entre 100 et $500 \text{ m}^2/\text{m}^3$

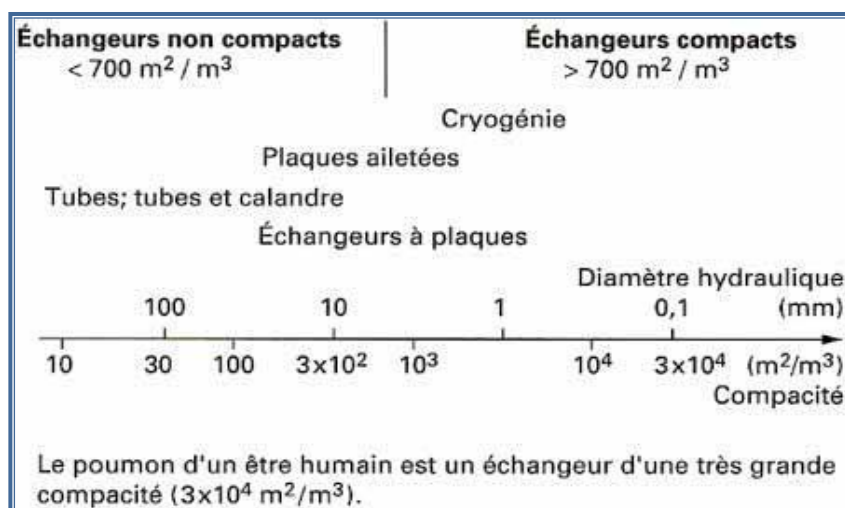


Figure I.4: Classement suivant la compacité de l'échangeur.

I.3.4 Le procédé de transport

Il existe trois types

- **Echangeurs à contact indirect** : les deux fluides (froid et chaud) sont séparés par une surface d'échange (échangeurs tubulaires....)
- **Echangeurs à stockage thermique (régénérateur)** : Ce type consiste à stocker temporairement de la chaleur du fluide chauffant avant de la transmettre au fluide chauffé. Une très vieille application de ce principe est celui des "cowper" de haut-fourneaux. Ceux-ci sont constitués d'un empilement de briques réfractaires au travers duquel circulent temporairement les gaz chauds sortant du haut fourneau. Lorsque les briques atteignent une température suffisante, les gaz chauds sont déviés vers un deuxième cowper tandis que le premier est traversé par l'air comburant qui s'échauffe au contact des briques. Après refroidissement des briques, la circulation des gaz et de l'air est à nouveau inversée et le cycle recommence, chaque haut fourneau étant muni d'au moins deux cowper, souvent trois, qui fonctionnent en permutation des rôles.
- **Echangeurs à contact direct** : les deux fluides sont à contacts direct en absence d'une paroi qui les séparent. C'est par exemple le cas d'une tour de refroidissement comme celles que l'on voit à proximité des centrales électriques : À l'intérieur du TAR, l'eau à refroidir est pulvérisée en fines gouttelettes au niveau des rampes de distribution. Cette eau tombe par gravitation à l'intérieur d'un flux d'air frais remontant dans la tour. L'air qui est mis en mouvement par un ventilateur (tirage forcé) ou par un courant d'air (tirage naturel), permet de refroidir l'eau par évaporation. La surface de l'échange air/eau est augmentée par la présence de structures, les « clayettes », généralement en forme de nids d'abeilles. L'air rejeté par la tour est chargé de vapeur d'eau due à l'évaporation, et de fines gouttelettes d'eau. L'eau refroidie est collectée dans un bassin de rétention en bas de la tour avant de retourner vers le procédé à refroidir.

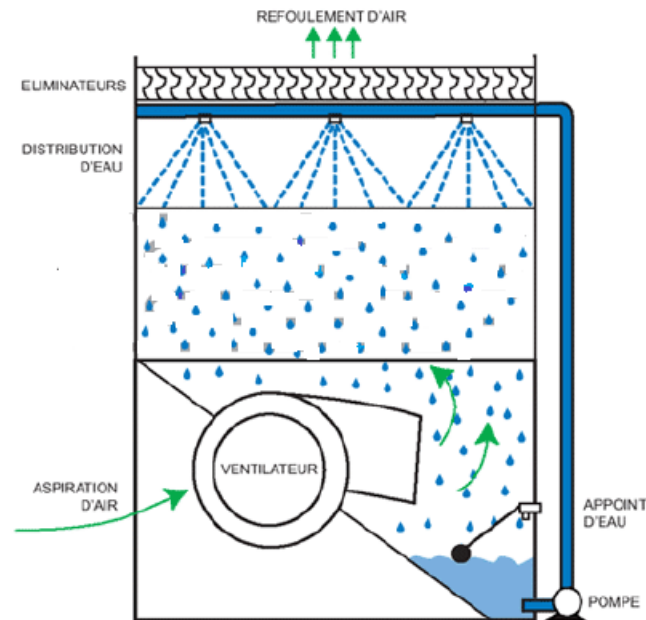


Figure I. 5 : Tour de refroidissement

I.3.5 La conception technologique

C'est la classification la plus utilisée, il existe plusieurs configurations industrielles des échangeurs de chaleur. Néanmoins, on peut distinguer deux grandes familles : les échangeurs à tubulaires et les échangeurs à plaques.

I.3.5.1 Les échangeurs tubulaires

Les échangeurs tubulaires sont constitués de tubes dont la paroi forme la surface d'échange, on distingue des échangeurs monotube (serpentin), bi tube (tube coaxiaux), faisceaux de tubes enfermés dans une enveloppe appelée calandre (tubes-calandre).

➤ *Échangeur monotube (serpentin)*

Dans lequel le tube est placé à l'intérieur d'un réservoir et a généralement la forme d'un serpentin.



Figure I.6: Échangeur monotube.

➤ *L'échangeur bitubes (coaxial)*

C'est le type d'échangeur à fluides séparés le plus simple qui existe. Il est constitué de deux tubes concentriques, le premier fluide circulant à l'intérieur du tube intérieur, le second fluide circulant dans l'espace annulaire. Ce sont des échangeurs très efficaces et très simples à réaliser. L'inconvénient principal de ces échangeurs est qu'ils deviennent très vite très encombrants lorsque la puissance à échanger devient grande et la flexion du tube intérieur si la longueur est importante. Ajoutons à cela des pertes de charges qui peuvent être prohibitives pour les grandes longueurs. Ils sont néanmoins fabriqués pour les industries utilisant de faibles puissances d'échanges (Froid).

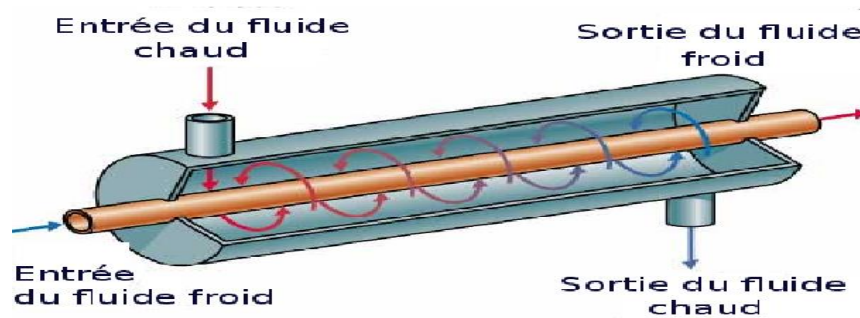


Figure I.7: Échangeur coaxial.

➤ *Les échangeurs multitubulaires*

Ce sont des échangeurs extrêmement répandus en industrie (Industries chimiques et pétrochimiques, froid industriel, centrales thermiques et nucléaires, industries alimentaires, pharmaceutiques ...).

Ils sont constitués d'un faisceau tubulaire inséré dans une calandre (l'échangeur est aussi appelé tubes et calandre). L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre dans la calandre, autour des tubes. Ils sont compacts et peuvent présenter des surfaces importantes jusqu'à 300 m².

Les principaux éléments constitutifs des échangeurs multitubulaires sont :

- ❖ **La calandre :** est le récipient pour le fluide de côté calandre. C'est l'enveloppe métallique cylindrique entourant le faisceau tubulaire, acier et carbone sont les matériaux les plus couramment utilisés pour la construction de la calandre. A chaque extrémité sont soudées les brides qui porteront le couvercle et la boîte de distribution. Les tubulures d'entrée et de sortie sont soudées avec plaque de renforcement ou non ; selon la pression de service. La calandre pourra être équipée d'anneaux pour le lavage et portera la plaque d'identité de l'appareil.

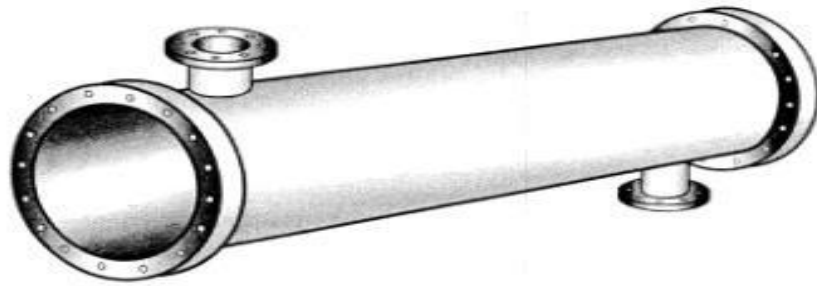


Figure I.8 : Exemple de la calandre

- ❖ **Faisceau :** Les tubes constituant le faisceau forment une classe spéciale répondant aux spécifications. Les tubes sont généralement normalisés et ils sont de longueur standard 2.44 ; 3.05 ; 3.66 ; 4.48 ou 6.10m. Les épaisseurs de tubes sont normalisées selon le calibre BWG (Birmingham Wire Gage). Les tubes sont fixés à chacune de leur extrémité par soudage ou mandrinage (dudgeonnage) dans deux plaques tubulaires.



Figure I.9: Le faisceau tubulaire.

- ❖ **Plaques tubulaires :** Ce sont des plaques percées et supportant le faisceau tubulaire aux extrémités de la calandre. L'épaisseur de la plaque est calculée de façon à tenir compte des différences de pressions entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes ainsi que des contraintes dues aux différences de dilatation entre tubes et calandre.

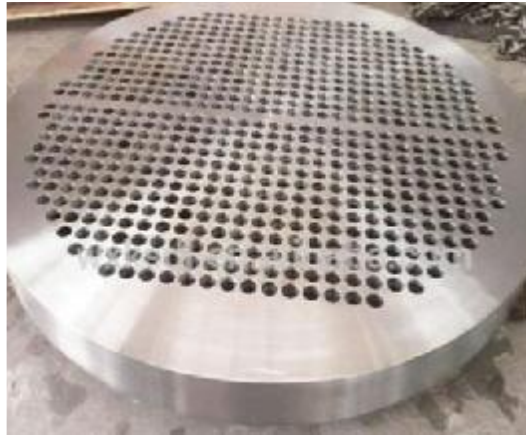


Figure I.10: Plaque tubulaire.

La perforation des trous dans les plaques tubulaires est normalisée ; elle s'effectue selon une disposition soit au pas carré, soit au pas triangulaire.

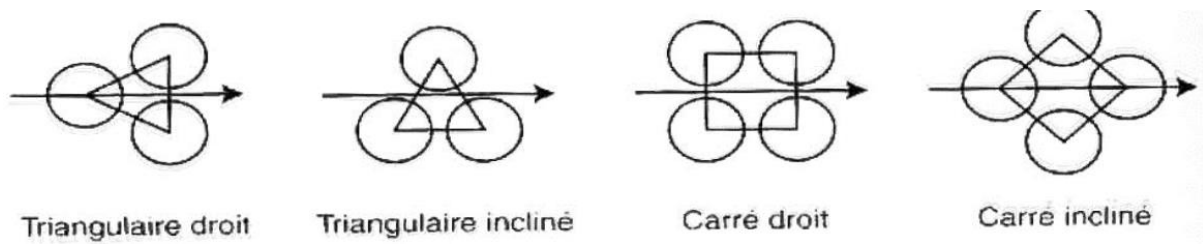


Figure I.11 : Disposition des tubes.

Le pas triangulaire permet de placer environ 10% de tubes de plus que le pas carré sur une plaque tubulaire de diamètre donné, mais en contre partie, la disposition des tubes rend impossible leur nettoyage extérieur par grattage, donc il faut avoir recours au nettoyage chimique et réserver leur emploi pour des fluides propre. La disposition carrée est la plus utilisée pour le cas des fluides encrassant ou le nettoyage mécanique s'avère obligatoire.

- ❖ **Les boîtes de distribution :** Ce sont les organes qui reçoivent et distribuent le fluide l'extrémité des tubes. On l'appelle aussi boîte d'échangeurs.

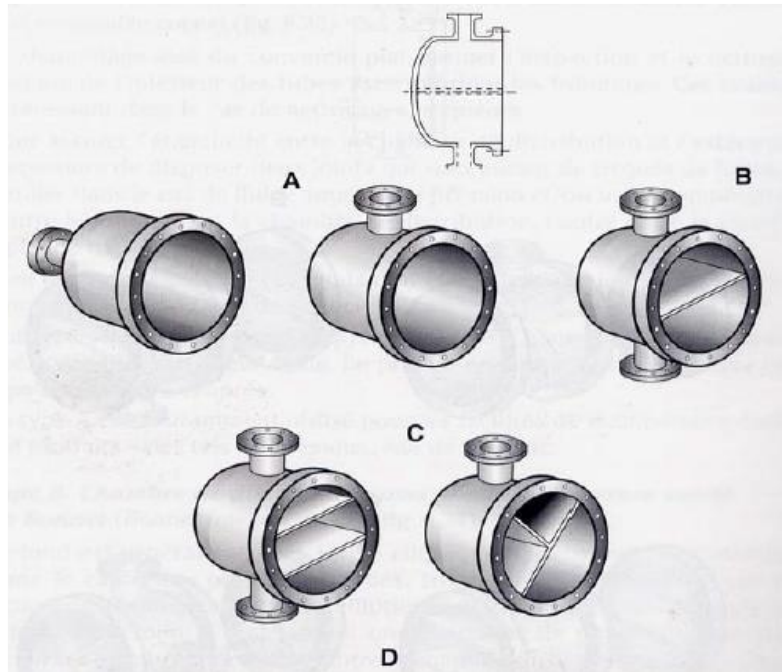


Figure I.12 : Différents types de boîtes de distribution.

Avantages : Résistance à la très forte pression, accepter des grands écarts de température, pour toutes les puissances.

Inconvénients : Contraintes sur les tubes, difficultés de nettoyage, sensibles aux vibrations.

❖ **Chicanes** : Les échangeurs de chaleur à faisceaux tubulaire ont des chicanes pour deux raisons principales :

- **Donner plus de stabilité aux tubes** : Sans chicanes le tube peut être plusieurs mètres de long et risquerait beaucoup aux vibrations induites par le haut débit.
- **Guider l'écoulement latéral de fluide le long de la calandre** :

-Les chicanes créent un écoulement transversal à la place du contre-courant ou du co-courant pur.

-Les chicanes augmentent également la turbulence côté calandre, ce qui conduit à améliorer la performance thermique de l'échangeur.

-Les chicanes agissent comme des obstacles à l'écoulement.

L'échangeur de chaleur multitubulaire comporte des chicanes transversales et horizontales :

- **Chicanes transversales** : Ont pour but d'allonger le chemin du fluide circulant dans la calandre et d'améliorer ainsi le transfert à l'extérieur du tube par accroissement de la vitesse. Ces chicanes généralement constituées par un disque ayant un diamètre légèrement inférieur à celui de la calandre et comportant un segment libre dont l'aire

représente 20 % de la section totale. Ces chicanes assurent en outre la rigidité du faisceau et sont solidaires de la plaque tubulaire fixe au moyen de tirants et entretoises qui occupent la place de tubes.

- **Chicanes horizontales :** Sont constituées par une simple tôle insérée au milieu du faisceau. Cette disposition oblige le fluide à effectuer un aller et retour dans la calandre et l'on a alors un appareil désigné par le terme « deux passes côté calandre ».

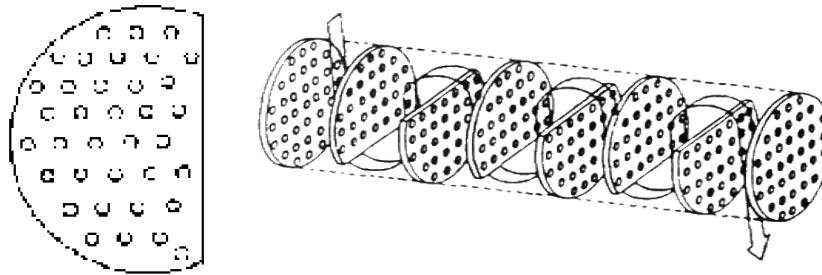


Figure I.13 : Chicanes ordinaires.

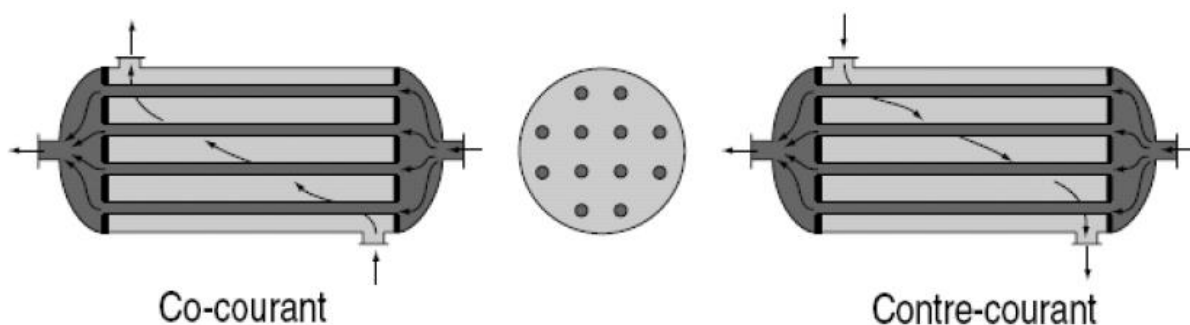
Pour augmenter l'efficacité de cet échangeur, deux paramètres peuvent être augmentés :

- La surface de contact en augmentant le nombre de tube.
- Le temps de contact en augmentant la longueur des tubes et aussi en introduisant le système de chicanes (Baffles)

❖ **Nombre de passes :**

Dans les échangeurs à tubes et calandre, les fluides peuvent faire un ou plusieurs passages dans l'échangeur. On désigne l'échangeur selon le nombre de passe que va effectuer le fluide dans la calandre et les tubes.

- **Appareils 1-1** (1 passe côté calandre, 1 passe côté tubes) : la calandre est de type E selon la norme TEMA.

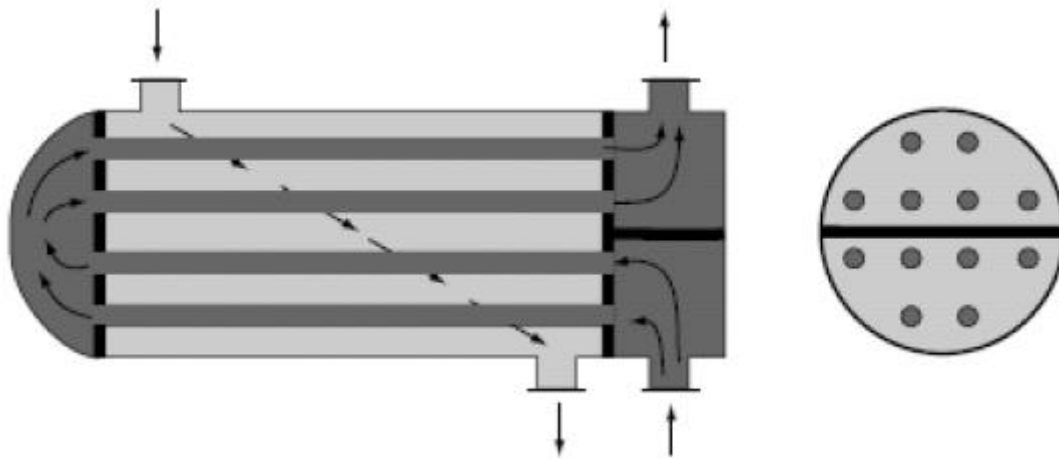


(a) Appareil 1-1

- **Appareils à 1 passe côté calandre et 2 ou 4 ou 6, etc ... passes côté tubes** (calandre de type E)

Le nombre de passes côté tubes est souvent égal à 2, 4 parfois à 6 ; il est très rarement égal à 8 pour des raisons de pertes de charges prohibitives.

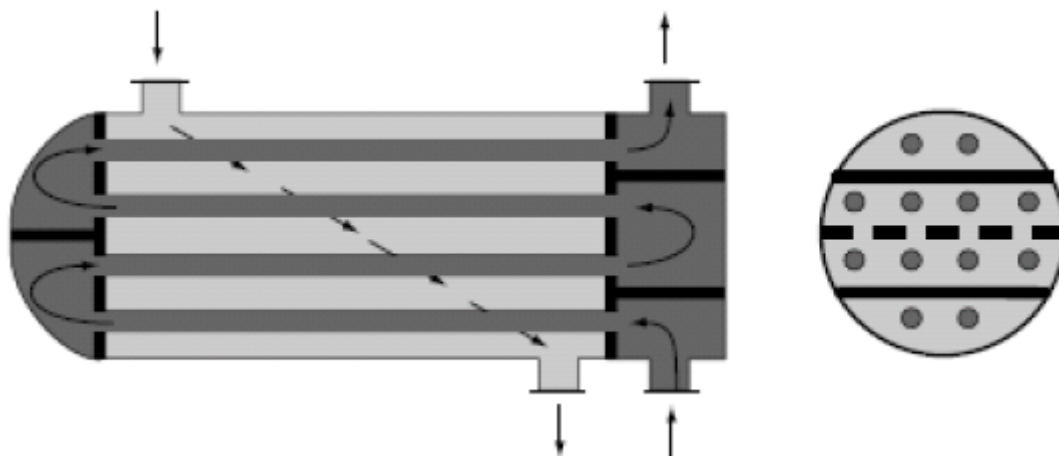
- **Appareils 1-2** (1 passe côté calandre, 2 passes côté tubes)



(b) Appareil 1-2

Le fluide côté tubes échange de la chaleur simultanément sur 2 passes, l'une à contre courant avec le fluide côté calandre, l'autre à co-courant.

- **Appareil 1-4** (1 passe côté calandre, 4 passes côté tubes)

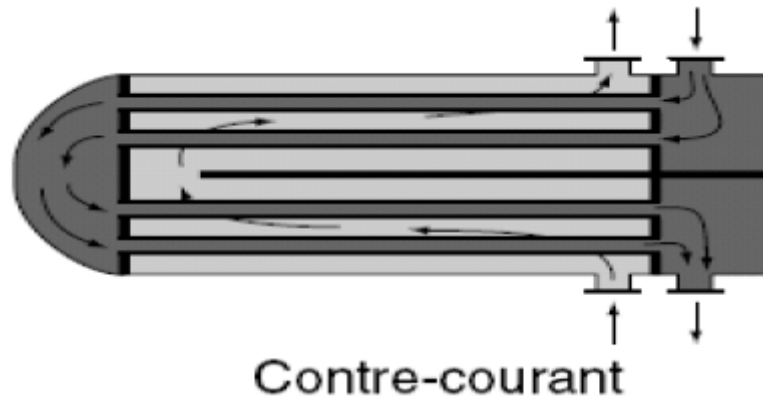


(c) Appareil 1-4

▪ **Appareils à 2 passes côté calandre** (calandre de type F)

Le nombre de passes côté tubes associé peut être égal à 4 ou 8, ...

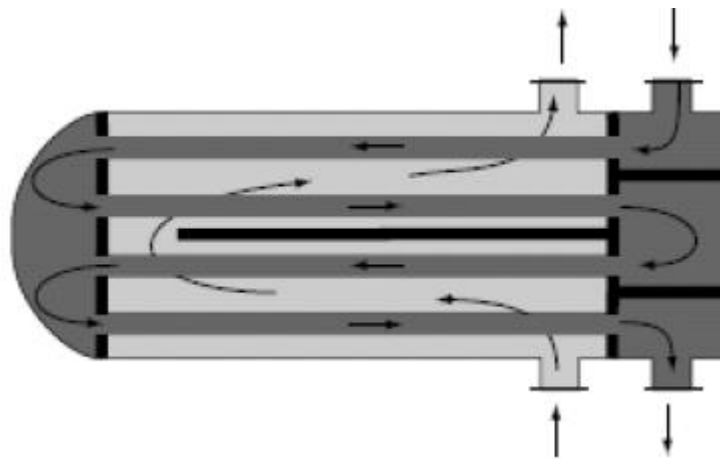
- **Appareils 2-2** (2 passes côté calandre, 2 passes côté tubes) : la calandre est de type F selon la norme TEMA.



Contre-courant

(d) Appareil 2-2

- **Appareil 2-4** : associe 2 passes côté tubes à chacune des 2 passes côté calandre.



(e) Appareil 2-4

Figures I.14 (a,b,c,d,e): Echangeurs à tubes et calandre à multiples passes.

1.3.5.2 Echangeurs à plaques

En règle générale, les échangeurs à plaques sont composés d'un nombre variant de plaques disposées les unes à côté des autres et séparées par un espace. Les fluides chauds et froids circulent en passages alternés, chaque fluide froid est entouré par deux fluides chauds et inversement. Du fait de leur compacité, ces échangeurs permettent une grande surface d'échange dans un volume limité. Ils sont utilisés pour des échanges entre deux fluides de même nature liquide/liquide, son inconvénient les pertes de charges importantes.

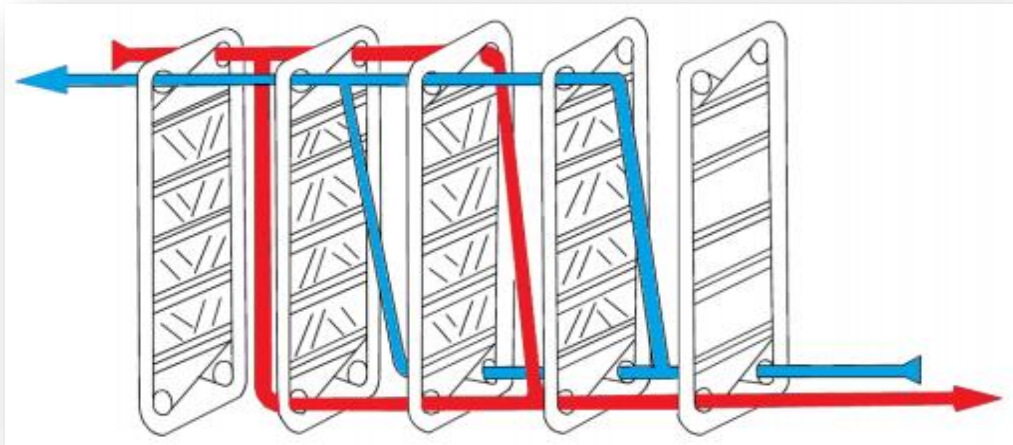


Figure I.15: Echangeur à plaque.

On peut distinguer plusieurs types d'échangeurs à plaques : à plaques et joints, à plaques brassée (ou cassettes) et à plaques spirale.

➤ **Echangeur à plaques et joints**

Ils sont constitués d'un grand nombre de plaques de métal minces, particulièrement conçue pour transférer la chaleur d'un liquide à un autre. Ces plaques de métal minces sont séparées et étanchées par un jeu des joints en caoutchouc qui fournit la distribution désirable des liquides sur le paquet de plaques. Le paquet de plaques est installé dans un encadrement, qui fournit les raccords pour les liquides et la compression appropriée des plaques et qui se fait au moyen d'un jeu de tirants.

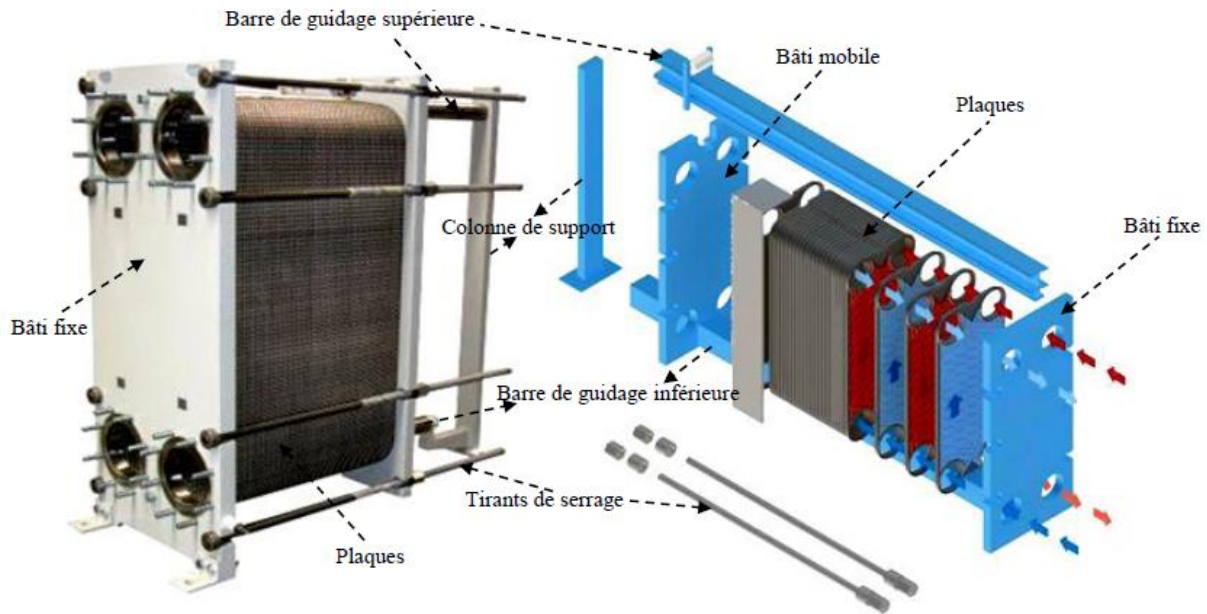


Figure I.16 : Echangeur de chaleur à plaque et joint.

L'assemblage des blocs de l'appareil permet d'obtenir le compromis recherché entre un bon coefficient de transfert et une perte de charge admissible. Les plaques ont des formes variées et dépendent du constructeur de l'appareil, ces formes sont gravées en relief (3D, sous forme d'ailettes).

Les principales limitations des échangeurs à plaques sont liées aux :

- Limitation de pression,
- Limitation de températures à cause des joints,
- Prix au m² relativement élevé par rapport aux échangeurs tubulaires.

➤ **Echangeur à plaques soudées ou cassettes**

Contrairement aux échangeurs à plaques et joints, ces appareils ne possèdent ni bâti, ni tirant, les plaques étant assemblées entre elles par les brassures en inox. Les fluides circulent à contre-courant et le transfert thermique se fait par conduction au travers des plaques. Généralement, toute la matière de l'échangeur à plaques brassées participe à l'échange de chaleur, ce qui est en fait une technologie très compacte et très simple à installer. Ces échangeurs sont utilisés lorsqu'un haut coefficient d'échange est recherché en priorité (fluides propres, ne provoquant pas de problèmes d'encrassement). Exemples : eau déminéralisée, ammoniac, industrie pharmaceutique et chimique fine, industrie alimentaire.

- **Échangeur à spirale** : Il est composé de deux plaques enroulées hélicoïdalement pour former une paire de canaux en spirale, les deux fluides circulent à contre-courant. Ces échangeurs de chaleur sont adaptés aux produits visqueux et aux produits contenant des particules solides susceptibles de causer un encrassement ou une corrosion importante sur d'autres types d'échangeurs de chaleur.

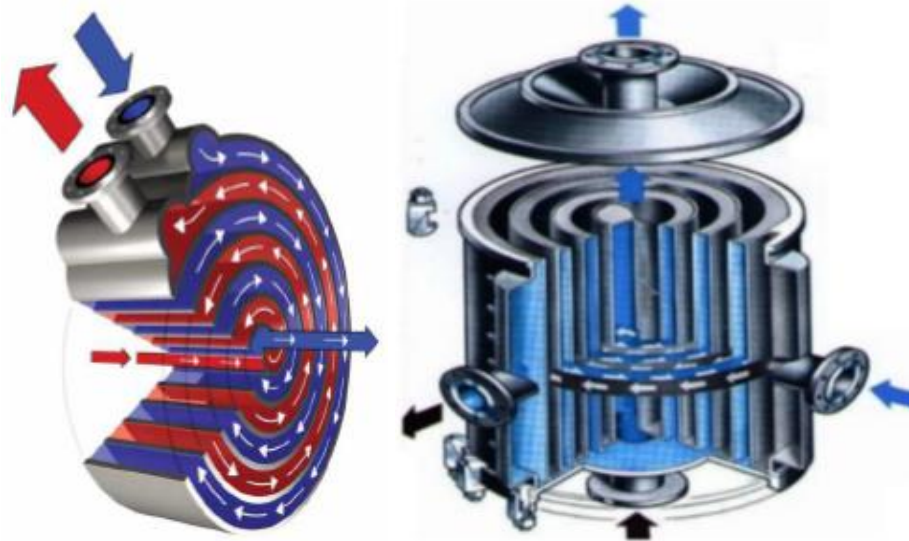


Figure I.17 : Echangeur de chaleur à plaque en spirale.

1.3.5.3 Les échangeurs de chaleur à ailettes

Ce sont des dispositifs qui permettent d'améliorer le coefficient d'échange lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur aille un coefficient d'échange faible. Ce type d'échangeur est couramment utilisé pour la récupération de chaleur des fumées, les radiateurs de voitures, ou les condenseurs des fluides frigorigènes. Les ailettes peuvent être disposées de différentes façons :

- **Les ailettes transversales** : elles peuvent être continues ou indépendantes :
 - **Les ailettes continues** : qui sont traversées par plusieurs tubes et qui sont généralement de forme rectangulaire planes ou ondulées.
 - **Les ailettes indépendantes** : qui sont traversées par un seul tube et qui peuvent être annulaires ou hélicoïdales, pleines ou segmentées.

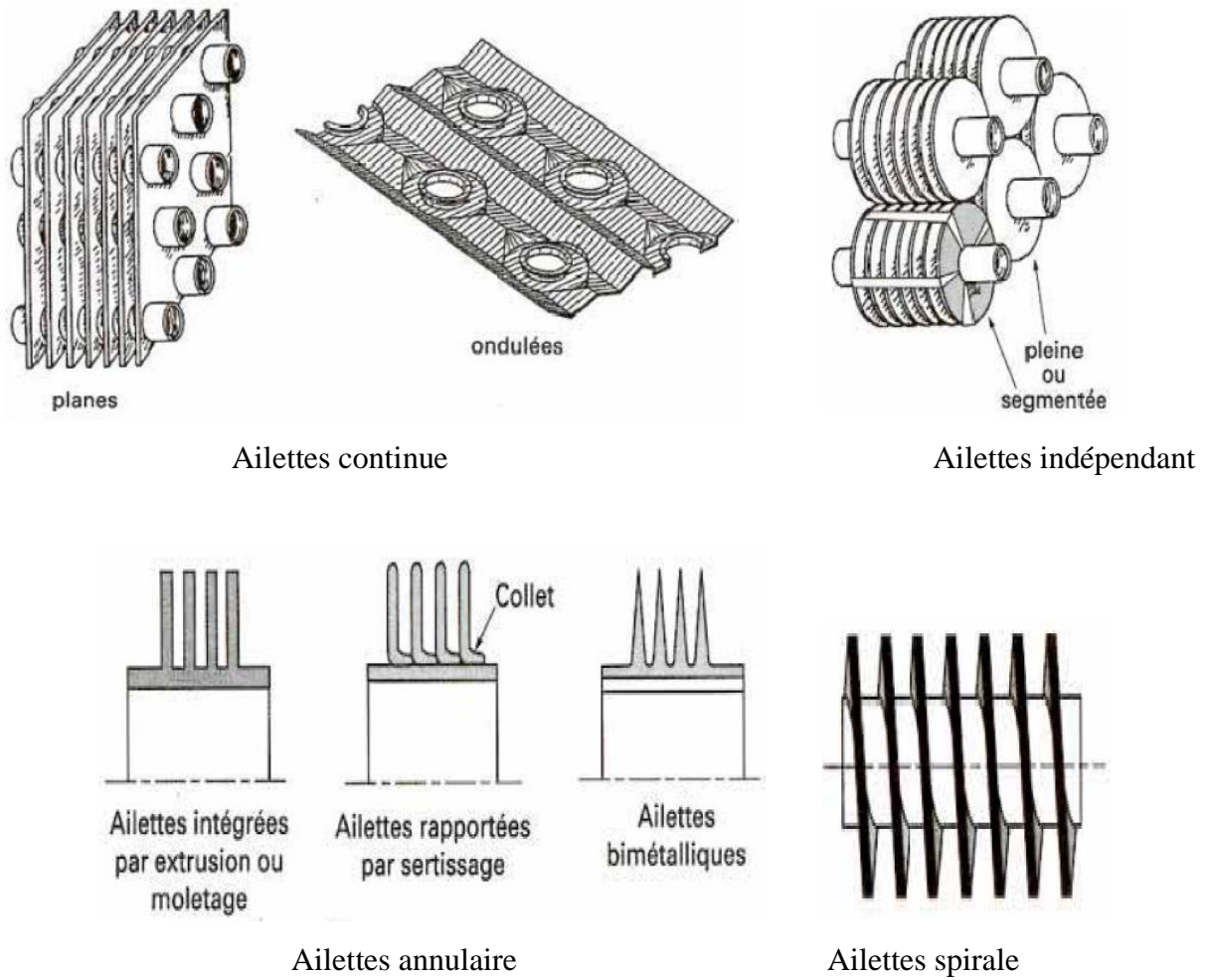


Figure I.18: Les ailettes transversales.

- **Les ailettes longitudinales :** qui sont disposées selon l'axe des tubes

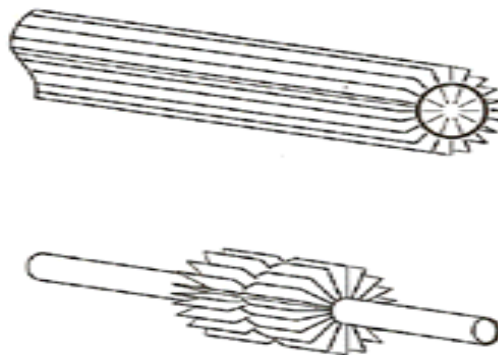


Figure I.19 : Les ailettes longitudinales.

I.4 Encrassement des échangeurs de chaleur

L'accumulation des dépôts indésirable sur les surfaces des échangeurs de chaleur et habituellement appelée l'encrassement. Ces dépôts engendrent une résistance au transfert de chaleur et réduit donc le coefficient d'échange global. Il existe différents types d'encrassement comme, par exemple, l'encrassement particulaire dû aux particules telles des oxydes et hydroxydes de fer transportés par les fluides en milieu industriel, la corrosion, l'entartrage, l'encrassement biologique dû aux algues ou champignons.

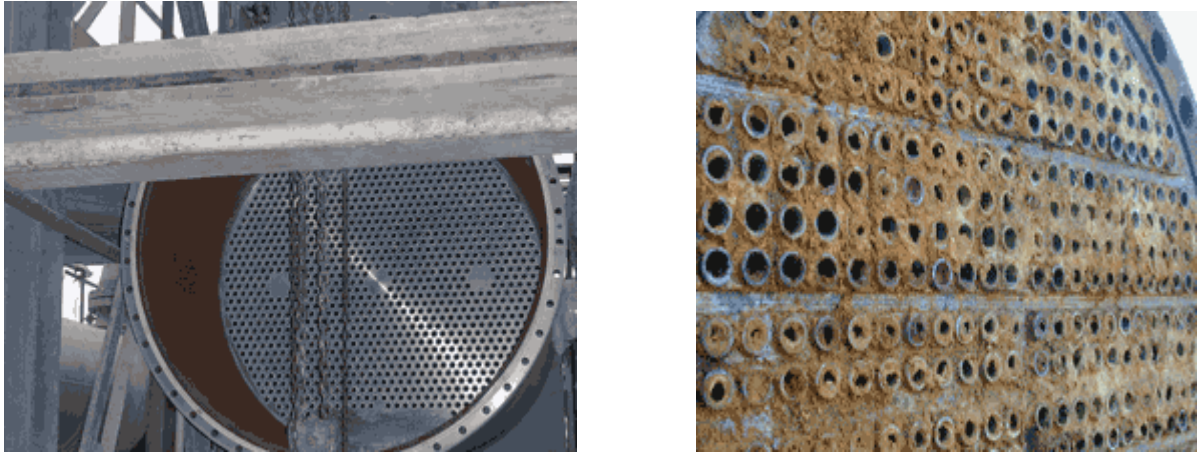


Figure I.20 : Echangeurs sale et propre.

I.4.1 Types d'encrassement

On distingue six formes d'encrassement :

I.4.1.1 Encrassement particulaire

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

- L'eau des chaudières contenant des produits de corrosion, celle des tours de refroidissement, des particules transportées par l'air et des produits de corrosion (oxyde et hydroxyde de fer)
- Les écoulements gazeux peuvent être fortement chargés de particules de poussières.
- Les fumées industrielles de résidus solides de combustion.

I.4.1.2 Encrassement par corrosion

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

I.4.1.3 Encrassement par entartrage

Il est généralement associé à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Il dépend donc de la composition de l'eau industrielle. L'entartrage peut se produire dans les échangeurs refroidis à l'eau, dans les unités de dessalement d'eau de mer ou saumâtre, dans les chaudières, dans les échangeurs de l'industrie agroalimentaire, et dans les systèmes géothermiques.

I.4.1.4 Encrassement biologique

Il est dû au développement de micro-organismes (bactéries, algues ou champignons) qui créent un film au contact de la surface d'échange : il peut même, à l'échelle macroscopique, être caractérisé par le développement de coquillages. Les actions de prévention consistent soit à réduire 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, du 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.

I.4.1.5 Encrassement par réaction chimique

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

I.4.1.6 Encrassement par solidification

Il s'agit de la solidification d'un liquide pur au contact d'une surface d'échange sous-refroidie (formation d'une couche de glace à l'intérieur des conduites forcées ou de givre) ou du dépôt d'un constituant à haut 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).

I.4.2 Paramètres influençant l'encrassement

Il existe plusieurs paramètres influençant sur l'encrassement. Ces paramètres sont liés en général au fluide d'alimentation ou à la surface d'échange :

I.4.2.1 La vitesse d'écoulement du fluide d'alimentation

La vitesse d'écoulement a une influence très importante sur la formation du dépôt sur une paroi. L'augmentation de cette dernière, due au débit élevé du fluide, fait décroître la résistance d'encrassement. D'autre part, pour une faible température de surface, l'augmentation de la vitesse d'écoulement est une méthode efficace pour réduire le phénomène d'encrassement des équipements thermiques.

I.4.2.2 Température de la surface d'échange de chaleur

La température de la surface d'échange est aussi un paramètre très important, car la déposition des particules solides sur une surface d'échange est favorisée lorsque la température est élevée, d'où la formation d'un encrassement plus rapide et plus sévère.

Les travaux d'Oufer relatifs à l'encrassement par réaction chimique, la variation de la vitesse d'écoulement par rapport à la température obéit à la loi d'Arrhenius. La vitesse d'encrassement est liée à la constante de vitesse de la réaction chimique qui, elle-même, est fonction de la température.

I.4.2.3 Concentration du précurseur

Plus la concentration du précurseur est élevée, plus la formation du dépôt est grande pour l'encrassement particulaire. Dans une autre étude, il a été trouvé qu'à température élevée et à faible vitesse, les concentrations élevées du styrène augment les vitesses d'encrassement par le polystyrène formé.

I.4.2.4 Présence de l'oxygène et du soufre

Selon les études réalisées par Oufer sur la polymérisation du styrène sur les jets fuels, la formation du dépôt par réaction chimique est favorisée par la présence de l'oxygène et du soufre dans la charge d'alimentation.

I.4.2.5 Nature et matériaux de construction de la surface

Les surfaces rugueuses ont tendance à favoriser l'initiation de l'encrassement. Le dépôt formé par la suite modifie cette rugosité. D'où un bon choix des matériaux de construction devra éviter l'encrassement par corrosion.

I.4.3 Les effets d'encrassements

L'encrassement des échangeurs thermiques induit un certain nombre d'effets indésirables ayant un coût économique ou environnemental non négligeable, ainsi :

- L'encrassement diminuant le coefficient de transfert thermique. Par conséquent, le coût dépensé pour obtenir un coefficient de transfert thermique voulu augmente.
- L'encrassement peut provoquer un écart de température supérieur à la normale et ainsi augmenter les consommations énergétiques. Ceci peut aussi engendrer des pannes des équipements.
- Les coûts d'entretien sont plus élevés afin de supprimer les dépôts d'encrassement avec des produits chimiques et des dispositifs anti-salissure ou mécanique ou encore le remplacement des équipements corrodés.
- Des pertes de production liées aux arrêts d'entretien planifiés ou non, causés par l'encrassement entraîne une augmentation des coûts d'exploitation.

I.4.4 Méthode de nettoyage

I.4.4.1 Nettoyage mécanique

Les techniques utilisant des moyens mécaniques pour l'élimination des dépôts sont fréquentes dans l'industrie.

- Nettoyage manuel : lorsqu'il y a un bon accès, comme pour un échangeur de chaleur à un faisceau tubulaire à un pas carré, et que le dépôt est doux, le lavage à mains peut être utilisé, bien que les coûts de main-d'œuvre soient élevés.
- Nettoyage à jet : cette méthode consiste à diriger des jets d'eau puissants sur des surfaces encrassées par des pistolets spéciaux ou des lances. L'efficacité de cette procédure de nettoyage dépend de l'accessibilité
- Passage des brosses à travers les tubes d'échangeur : L'unité se compose d'une cheville en plastique longue enveloppée de poils en nylon. Les brosses sont propulsées à travers le tube par un arbre flexible et les débris sont expulsés par l'air ou l'eau. L'avantage des méthodes de nettoyage mécanique comprend la simplicité et la facilité d'utilisation, et la capacité de nettoyer des tubes complètement bouchés. Cependant, cette méthode peut endommager l'équipement, en particulier les tubes.

I.4.4.2 Nettoyage chimique

La pratique habituelle consiste à recourir au nettoyage chimique des échangeurs de chaleur uniquement lorsque d'autres méthodes ne sont pas satisfaisantes. Les méthodes de nettoyage chimique majeures sont :

- Par circulation : cette méthode implique le remplissage de l'équipement avec une solution de nettoyage. Et le faire circuler par une pompe.
- Nettoyage de remplissage et d'absorption : dans cette méthode, l'équipement est rempli d'une solution de nettoyage chimique et évacué après une période.
- Nettoyage par injection de vapeur : Cette méthode implique une injection d'un mélange concentré de solutions de nettoyage et de vapeur.

Le nettoyage chimique offre les avantages suivants sur le nettoyage mécanique : nettoyage uniforme et parfois nettoyage complet, il n'est pas nécessaire de démonter l'échangeur, capable de nettoyer les zones inaccessibles. Mais les produits chimiques utilisés pour le nettoyage sont souvent dangereux et nécessitent des procédures d'élimination élaborées. Des gaz nocifs peuvent être émis par la solution de nettoyage.

I.5 Conclusion

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

CHAPITRE II : Coefficient d'échange global

II.1 Coefficient global d'un échangeur de chaleur

Le coefficient global (U) pour tout échangeur de chaleur, est une fonction des coefficients de convection internes et externes, des résistances de l'encrassement et la résistance des tubes.

Comme montré dans le cas de l'analyse thermique d'un cylindre (figure II.1), le flux de chaleur à travers le réseau est donné par :

$$Q = \frac{T_i - T_{s1}}{\frac{1}{h_i A}} = \frac{T_{s1} - T_{s2}}{\frac{\ln(r_e / r_i)}{2\pi k L}} = \frac{T_{s2} - T_e}{\frac{1}{h_e A}} \quad (\text{II.1})$$

Donc, on aura :

$$Q = \frac{T_i - T_e}{R} \quad (\text{II.2})$$

Avec R: la résistance totale au transfert dépendante du type de transfert de chaleur et du système concerné.

- Pour le cas d'une convection : $R = \frac{1}{hA}$ (II.3)

- Pour le cas d'une conduction dans un cylindre : $R_{\text{paroi}} = \frac{\ln(r_e / r_i)}{2\pi k L}$ (II.4)

- Pour le cas d'une conduction dans une plaque : $R = \frac{e}{kA}$ (II.5)

Selon la figure II.1, la somme des résistances en série donne :

$$R = R_i + R_{\text{paroi}} + R_e = \frac{1}{h_i A} + \frac{\ln(r_e / r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e A} \quad (\text{II.6})$$

Le flux de chaleur peut être aussi exprimé en fonction du coefficient global noté U :

$$Q = UA\Delta T = \frac{\Delta T}{R} \quad (\text{II.7})$$

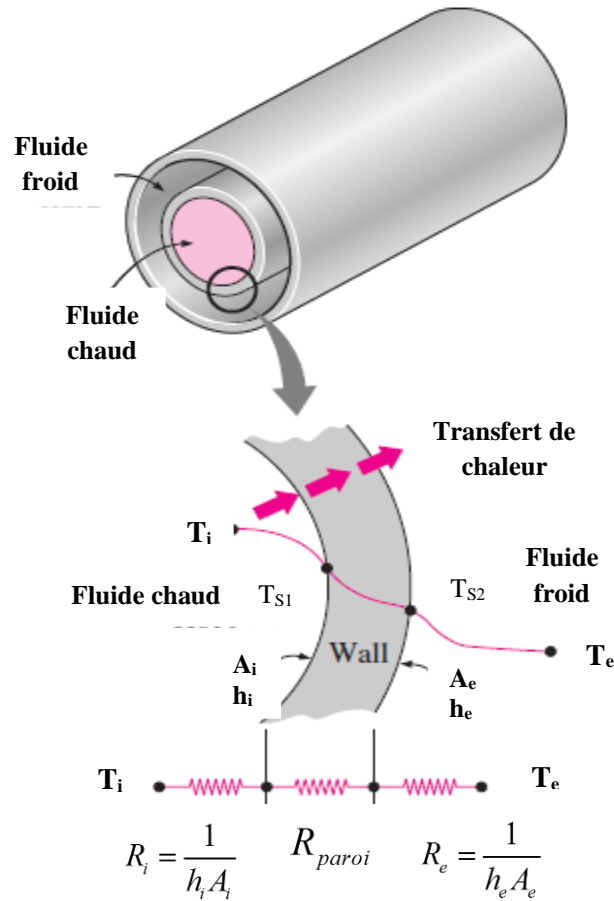


Figure II.1: Réseau de résistance thermique associé à un échangeur coaxial.

Alors le coefficient d'échange global U s'écrit sous la forme :

$$U = \frac{1}{RA} \tag{II.8}$$

Il faut noter que le coefficient global est associé à une surface d'échange choisie. Le problème ce qui en général la surface intérieure d'échange A_i n'est pas égale à la surface extérieure A_e (cas d'un tube), donc U doit être défini en fonction de A_i ou bien A_e .

On devrait avoir l'égalité suivante :

$$U_i A_i = U_e A_e \tag{II.9}$$

Par exemple, si U est basé sur la surface intérieure (A_i), on aura :

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{A_i \ln(r_e / r_i)}{2\pi kL} + \frac{A_i}{h_e A_e}} \tag{II.10}$$

Si U est basé sur la surface extérieure (A_e), on aura :

$$U_e = \frac{1}{\frac{A_e}{h_i A_i} + \frac{A_e \ln(r_e / r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_e}} \quad (\text{II.11})$$

Remarque :

- Si l'épaisseur de la paroi d'échange est faible, alors la résistance thermique dû à la conduction est négligeable ($R_{\text{paroi}} \approx 0$), et les surfaces interne et externe de la paroi sont presque identiques ($A_i \approx A_e$). Alors l'équation (II.8) du coefficient d'échange global se simplifie à :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (\text{II.12})$$

- Des valeurs représentatives du coefficient d'échange global U sont données dans le tableau (II.1) généralement disponible dans la littérature, en fonction des fluides en question et les différents types d'échangeurs thermiques, Ces valeurs sont utilisées pour le dimensionnement préliminaires des échangeurs de chaleur.

Types d'échangeur de chaleur	U (W/m ² °C)
Eau / eau	850 - 1700
Eau / huile	100 / 350
Eau/ Kérosène ou gasoil	300- 1000
Réchauffeur alimenté par l'eau	1000-8500
Vapeur/ fioul léger	200-400
Vapeur/ fioul lourd	50-200
Condenseur de vapeur	1000 - 6000
Condenseur à fréon (refroidi à l'eau)	300-1000
Condenseur à l'ammoniac (refroidi à l'eau)	800 - 1400
Condenseur à l'alcool (refroidi à l'eau)	250-700
Gaz / gaz	10 - 40
Eau /air, dans l'échangeur tubes à ailettes (l'eau dans les tubes)	30-60
Vapeur /air, dans l'échangeur tubes à ailettes (vapeur dans les tubes)	30-300

Tableau II.1: Valeurs représentatives du coefficient global de transfert de chaleur.

II.2 Coefficient global d'échange sale

Lorsque le coefficient global d'un échangeur de chaleur est calculé en tenant compte des résistances de l'encrassement (figure II.2), il est appelé coefficient global de transfert sale, autrement dit il est qualifié de propre.

Le produit de la résistance thermique dû à l'encrassement par la surface d'échange est appelé facteur d'encrassement. Le facteur d'encrassement pour un nouvel échangeur thermique sera égal à 0 et augmentera avec le temps lorsque les dépôts solides s'accumuleront sur les parois de l'échangeur, et ce, jusqu'au nettoyage de l'échangeur. L'encrassement s'accroîtra d'autant plus si la température augmente et la vitesse des fluides diminue.

En tenant compte de cette résistance d'encrassement, la résistance totale dans le cas d'un tube devient :

$$\frac{1}{UA} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(r_e / r_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \tag{II.13}$$

Il existe des tables donnant des valeurs représentatives du facteur d'encrassement recommandées par TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) pouvant servir au dimensionnement des échangeurs (tableau II.2). La plupart de ces valeurs ont un ordre de grandeur de $10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$, ce qui correspond à la résistance thermique d'une couche de calcaire de 0,2 mm d'épaisseur et d'un mètre carré de surface.

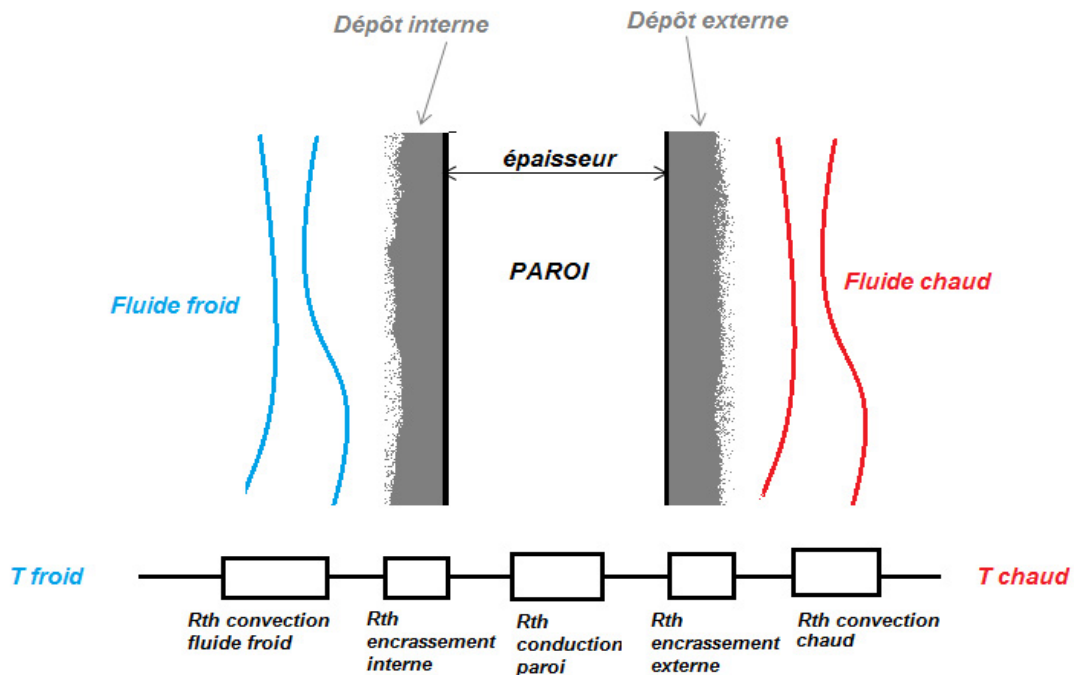


Figure II.2: schématisation des différentes résistances thermiques d'une paroi.

Fluides	Valeurs moyennes de R_f ($m^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}$)
Eau de mer à $T < 50 \text{ } ^\circ\text{C}$	$9 \cdot 10^{-5}$
Eau de mer à $T > 50 \text{ } ^\circ\text{C}$	$1,8 \cdot 10^{-4}$
Eau de ville à $T < 50 \text{ } ^\circ\text{C}$	$2 \cdot 10^{-4}$
Eau de ville à $T > 50 \text{ } ^\circ\text{C}$	$3,5 \cdot 10^{-4}$
Eau saumâtre $< 50 \text{ } ^\circ\text{C}$	$1,8 \text{ à } 3,5 \cdot 10^{-4}$
Eau saumâtre $> 50 \text{ } ^\circ\text{C}$	$3,5 \text{ à } 5,3 \cdot 10^{-4}$
Eau de rivière	$1,8 \text{ à } 5,3 \cdot 10^{-4}$
Liquides réfrigérants	$1,8 \cdot 10^{-4}$
Vapeurs réfrigérants	$4 \cdot 10^{-4}$
Fluides industriels organiques	$1,8 \cdot 10^{-4}$
Oil Fioul	$8,8 \cdot 10^{-4}$
Huile de lubrifiant pour moteur	$1,8 \cdot 10^{-4}$
Sels fondus	$9 \cdot 10^{-5}$
Vapeur d'eau non grasse	$9 \cdot 10^{-5}$
Vapeur d'eau grasse	$2,5 \text{ à } 4 \cdot 10^{-4}$
Air comprimé	$2 \cdot 10^{-4}$
Produit de combustion de gaz naturel	$9 \cdot 10^{-4}$
Vapeur de CO_2	$2 \cdot 10^{-4}$
Vapeur d'ammoniaque	$2 \cdot 10^{-4}$

Tableau II.2: Quelques valeurs des résistances d'encrassement

II.3 Coefficient global d'échange en présence des ailettes

Nous savons que les ailettes sont ajoutées dans une surface d'échange dont le but d'améliorer le transfert de chaleur, la surface augmente et la résistance totale au transfert thermique se réduit. En conséquence avec l'inclusion de l'effet d'ailettes (surface étendue), le coefficient global d'échange thermique est modifié comme suit :

$$\frac{1}{UA} = R = \frac{1}{\eta_o h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{\eta_o A_i} + \frac{\ln(r_e / r_i)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,e}}{\eta_o A_e} + \frac{1}{\eta_o h_e A_e} \quad (\text{II.14})$$

Avec : η_o est l'efficacité globale des ailettes.

Le flux de chaleur est défini pour les surfaces côté fluide chaud et côté fluide froid, comme suit :

$$Q = \eta_o h A (T_b - T_\infty) \quad (\text{II.15})$$

Où : T_b est la température de la surface de base,

A est la surface d'échange totale (surface des ailettes + surface sans ailettes).

L'efficacité global des ailettes est exprimée par :

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (\text{II.16})$$

Avec : A_f est la surface des ailettes,

η_f est l'efficacité d'une seule ailette.

II.4 Coefficient d'échange convectif sans changement de phase

Les corrélations communément utilisées pour déterminer les coefficients d'échange par convection sans changement de phases.

II.4.1 Rappels

Dans les phénomènes de transfert thermiques, nous sommes souvent conduits à utiliser les nombres adimensionnels suivants :

- **Nombre de Reynolds :**

$$\text{Re} = \frac{V \times L}{\nu} = \frac{\rho \times V \times L}{\mu}, \text{ cas de la plaque} \quad (\text{II.17})$$

$$\text{Re} = \frac{V \times D}{\nu} = \frac{\rho \times V \times D}{\mu}, \text{ cas du cylindre} \quad (\text{II.18})$$

V : vitesse moyenne du fluide, en m/s

D, L : diamètre, longueur caractéristique, en m

ρ : masse volumique du fluide, en kg/m^3

ν : viscosité cinématique du fluide, en m^2/s

μ : viscosité dynamique du fluide, en kg/s.m

Où : $\mu = \rho \nu$

- **Nombre de Nusselt :**

$$\text{Nu} = \frac{h \times L}{k}, \text{ cas de la plaque} \quad (\text{II.19})$$

$$\text{Nu} = \frac{h \times D}{k}, \text{ cas du cylindre} \quad (\text{II.20})$$

D, L: diamètre, longueur caractéristique, en m

h: coefficient d'échange convectif, en $W/m^2 \text{ } ^\circ C$

k : conductivité thermique du fluide, en $W/m.K$

- **Nombre de Prandtl :**

$$Pr = \frac{\mu \times Cp}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (II.21)$$

Cp: capacité thermique massique du fluide, en $J/kg \text{ } ^\circ C$

k : conductivité thermique du fluide, en $W/m \text{ } ^\circ C$

μ : viscosité dynamique du fluide, en $kg/s.m$

ν : viscosité cinématique du fluide, en m^2/s

α : diffusivité thermique du fluide, en m^2/s

II.4.2 Corrélations

- **Cylindre, convection forcée interne**

- **Écoulement laminaire : $Re < 2000$**

Flux de chaleur constant : $Nu_D = 4.36$

Température de surface constante : $Nu_D = 3.66$

- **Écoulement turbulent : $0.7 < Pr < 160, Re > 10^4$**

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} \quad (II.22)$$

Remarque : Les deux précédentes corrélations concernant les écoulements internes dans les cylindres s'utilisent aussi dans le cas d'autre géométries en faisant intervenir la notion de diamètre hydraulique D_h défini par :

$$D_h = \frac{4 \times S}{P} \quad (II.23)$$

D_h : diamètre hydraulique, en m

S : Section de passage, en m^2

P: périmètre mouillé, en m

- **Écoulement dans l'espace annulaire :**

- Pour un espace annulaire le diamètre hydraulique est $D_h = D_e - D_i$ et le nombre de Nusselt est exprimé comme suit :

$$\begin{cases} Nu_i = \frac{h_i \times D_h}{k} \\ Nu_e = \frac{h_e \times D_h}{k} \end{cases} \quad (II.24)$$

Les nombres de Nusselt pour un écoulement laminaire complètement développé dans un espace annulaire avec une surface isotherme et l'autre adiabatique (Kays et Perkins) sont donnés par le tableau suivant :

D_i/D_e	Nu_i	Nu_e
0	-	3.66
0.05	17.46	4.06
0.1	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.5	5.74	4.43
1	4.86	4.86

Tableau II.3: Nombres de Nusselt pour un écoulement laminaire complètement développé dans un espace annulaire avec une surface isotherme et l'autre adiabatique (Kays et Perkins)

- Pour un écoulement turbulent complètement développé, les coefficients de convection interne et externe sont approximativement égaux, et l'espace annulaire peut être traité comme une conduite non circulaire avec un diamètre hydraulique $D_h = D_e - D_i$. Dans ce cas, le nombre de Nusselt peut être déterminé à partir d'une relation d'écoulement turbulent appropriée telle que l'équation citée au-dessus.

- **Convection forcée autour d'un faisceau tubulaire**

Dans le faisceau tubulaire, le nombre de Reynolds est basé sur la vitesse maximale V_{\max} liée à la vitesse V comme suit :

En ligne :

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (\text{II.25})$$

Décalé avec $S_D < (S_T + D)/2$:

$$V_{\max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (\text{II.26})$$

Où S_T le pas transversal et S_D est le pas diagonal.

Le nombre de Nusselt moyen pour un écoulement croisé à travers un faisceau tubulaire est exprimé :

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{0,25} \quad (\text{II.27})$$

Où les valeurs des constantes C, m et n dépendent de la valeur du nombre de Reynolds. De telles corrélations sont données dans le tableau II.4. Toutes les propriétés sauf Pr_s doivent être évaluées à la moyenne arithmétique des températures d'entrée et de sortie du fluide défini comme $T_m = (T_i + T_o) / 2$. Pr_s est prise à T_s , qui est la température de la paroi.

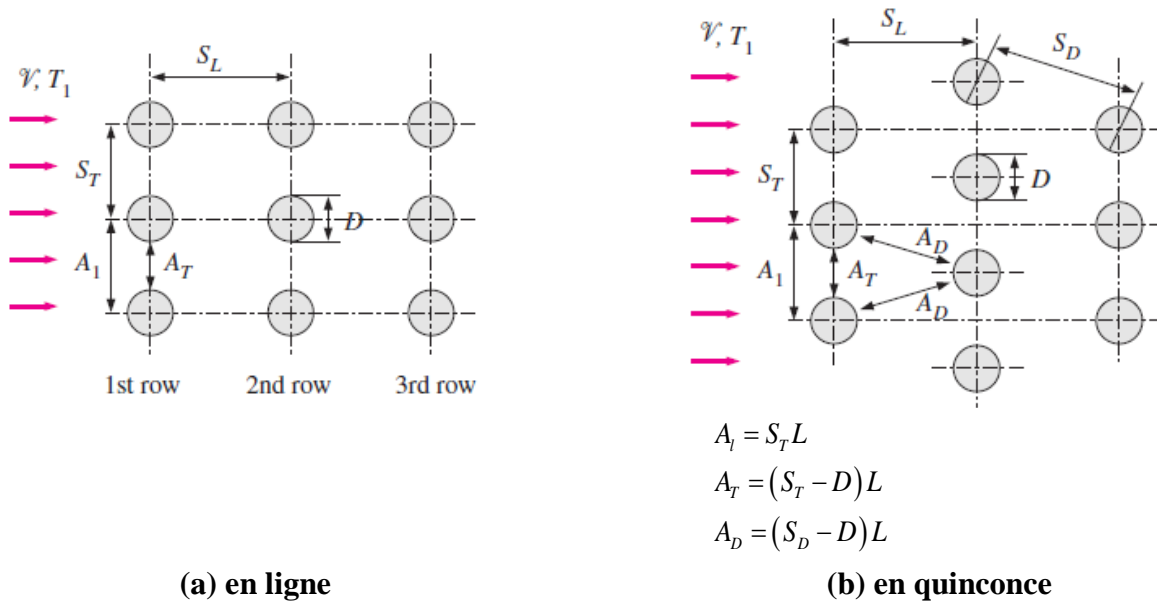


Figure II.3: Arrangement des tubes (a) en ligne et (a) en ligne

Les corrélations du nombre de Nusselt pour un écoulement autour d'un faisceau tubulaire pour un nombre de rangé $N > 16$ et $0.7 < Pr < 500$ sont données dans le tableau II.1 suivant (Zukauskas, Ref. 15, 1987) :

Arrangement	Range of Re_D	Correlation
In-line	0–100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100–1000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000– 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Staggered	0–500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500–1000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1000– 2×10^5	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 – 2×10^6	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

Tableau II.4: Corrélations du nombre de Nusselt pour un écoulement autour d'un faisceau tubulaire pour un nombre de rangé $N > 16$ et $0.7 < Pr < 500$ (Zukauskas, Ref. 15, 1987).

Le nombre de Nusselt moyen pour un écoulement croisé à travers un faisceau tubulaire avec moins de 16 rangées $N < 16$ est exprimé par :

$$Nu_{D,N_L} = F \times Nu_D \quad (II.28)$$

Où F est le facteur de correction dont les valeurs sont données dans le tableau (II.5) au-dessous. Pour $N < 16$ et $Re > 1000$ (Zukauskas, Ref. 15, 1987).

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
In-line	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

Tableau II.5: le facteur de correction (F) pour $N < 16$ et $Re > 1000$ (Zukauskas, Ref. 15, 1987).

- **Ecoulement sur un plan**

Le Nusselt moyen est donné par :

Ecoulement laminaire :
$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{1/3} \quad Re_L < 510^5 \quad (II.29)$$

Ecoulement turbulent :
$$Nu = \frac{hL}{k} = 0.037 Re_L^{0.8} Pr^{1/3} \quad \begin{cases} 0.6 \leq Pr \leq 60 \\ 510^5 \leq Re_L \leq 10^7 \end{cases} \quad (II.30)$$

II.5 Coefficient d'échange convectif avec changement de phase

II.5.1 La condensation

La condensation de vapeur est un phénomène qui intervient dans de nombreux domaines de l'industrie : machines frigorifiques et pompes à chaleur, installations thermiques à vapeur, échangeurs thermiques et systèmes de distillation dans les installations de liquide en écoulement. Elle se produit lorsque la vapeur se trouve en contact avec un milieu dont la température est inférieure à la température de saturation de la vapeur et s'accompagne d'un dégagement de chaleur important. On distingue différents types de condensations selon la mouillabilité de la surface et les différentes formes du condensat obtenu.

II.5.1.1 Condensation en film

La condensation en film se produit dans le cas où la vapeur se condense sur une surface mouillable sous forme d'un film liquide continu. Celui-ci oppose alors une résistance thermique plus grande au passage de la chaleur entre la vapeur et la paroi, du fait de la différence de température de liquide entre l'interface et la paroi et de l'épaisseur croissante du film liquide. Ceci entraîne une nette diminution des transferts thermiques le long de l'écoulement. Ce mode de condensation est le plus rencontré dans les installations industrielles.

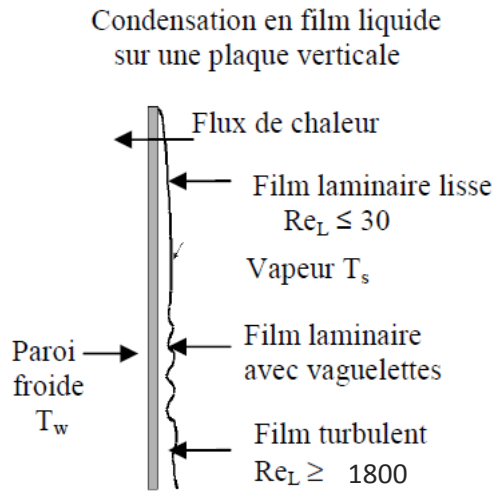


Figure II. 4 : Condensation en film sur une plaque verticale

II.5.1.2 Condensation en gouttes

La condensation en gouttes est caractérisée par la formation de gouttes sur la paroi en contact avec la vapeur ou lorsque le liquide n'adhère pas à la surface. Ce phénomène de la condensation en gouttes est dû aux impuretés organiques adhérant à la surface qui influence l'angle de contact. Du point de vue thermique, ce type de condensation augmente considérablement l'échange de chaleur avec la paroi, puisqu'une partie de la surface froide reste en contact direct avec la vapeur ainsi une grande partie de la surface en contact direct avec la vapeur et conduisant ainsi à des coefficients d'échanges thermiques supérieures à ceux de la condensation en film. Cependant, ce type de condensation reste assez rare et les appareils industriels sont généralement dimensionnés en admettant une condensation en film.

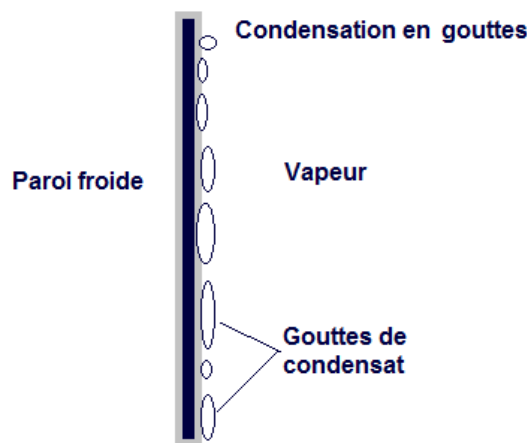


Figure II.5: Condensation en gouttes sur paroi froide.

II.5.1.2 Coefficient d'échange en condensation

- En régime laminaire, le coefficient de transfert thermique moyen pour la condensation sur une plaque plane vertical d'une longueur L est donné par :

$$h = 0,943 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) L v' k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_p) L} \right]^{0.25} \quad \text{Re} < 30 \quad \text{(II.31)}$$

Où :

L'_v : est donnée par la relation au-dessous, qui tient compte de la chaleur latente de condensation et du sous refroidissement du film de liquide par rapport à la température de saturation.

$$L'_v = L_v + \frac{5}{8} \times C p_l \times (T_{sat} - T_p) \quad \text{(II.32)}$$

Le nombre de Reynolds peut être calculé par :

$$\text{Re} = \frac{4 \times e_x \times \rho_l \times u_m}{\mu_l} = \frac{4 \times \dot{m}}{b \times \mu_l} \quad \text{(II.33)}$$

Toutes les propriétés du liquide doivent être évaluées à la température du film de condensation $T_f = (T_{sat} + T_p) / 2$. Les L'_v et ρ_v doivent être évalués à T_{sat} .

- Dans la zone de transition $30 < \text{Re} < 1800$ la corrélation est donnée par :

$$h = \frac{\text{Re} k_l}{1,08 \text{Re}^{1,22} - 5,2} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3} \quad \begin{cases} 30 < \text{Re} < 1800 \\ \rho_v \ll \rho_l \end{cases} \quad \text{(II.34)}$$

- En régime turbulent $\text{Re} > 1800$, le coefficient de transfert thermique moyen est exprimé par :

$$h = \frac{\text{Re} k_l}{8750 + 58 \text{Pr}^{-0.5} (\text{Re}^{0.75} - 253)} \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{1/3} \quad \begin{cases} \text{Re} > 1800 \\ \rho_v \ll \rho_l \end{cases} \quad \text{(II.35)}$$

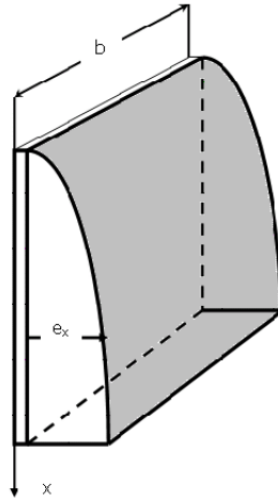


Figure II.6 : Condensation en film laminaire sur une plaque plane verticale de largeur b.

Remarque :

- Ces corrélations restent valables pour une plaque inclinée en remplaçant g par $g \cos \theta$, θ étant l'angle entre la plaque et la verticale.
- Dans le cas d'une condensation à l'extérieur des tubes verticaux, la corrélation en régime laminaire ($Re < 30$) peut être utilisée, à condition que le diamètre de tube soit largement supérieur à l'épaisseur du film laminaire de condensation.
- Le coefficient de transfert thermique moyen pour la condensation en film sur un tube extérieur horizontal est déterminé par la corrélation suivante :

$$h = 0,729 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) L v' k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_p) D} \right]^{0.25} \quad (\text{II.36})$$

Où :

D est le diamètre du tube horizontal.

Cette corrélation peut être utilisée pour plusieurs tubes horizontaux empilés les uns sur les autres sur une rangée en remplaçant D dans le dénominateur par $N \times D$ (N est le nombre de rangée de tubes en vertical).

- Cette corrélation peut également être utilisée pour le cas d'une sphère en remplaçant la constante 0,729 par 0,826.
- Pour les faibles vitesses de la vapeur, il est possible de déterminer le transfert de chaleur par condensation en film à l'intérieur de tubes horizontaux par la corrélation suivante :

$$h = 0,555 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_p)} \left(L_v + \frac{3}{8} \times C_{p_l} \times (T_{sat} - T_p) \right) \right]^{0.25} \quad (II.37)$$

$$\text{Et } Re_{\text{vapeur}} = \left(\frac{\rho_v V_v D}{\mu_v} \right) < 35000 \quad (II.38)$$

II.5.2 L'ébullition

L'ébullition est une vaporisation qui prend place lorsqu'un liquide est en contact avec une surface maintenue à une température T_p suffisamment supérieure à la température de saturation T_{sat} du liquide, généralement due à un apport de chaleur. La densité de flux de chaleur de l'ébullition q est exprimée par la loi de Newton :

$$q = h(T_p - T_{sat}) \quad (W / m^2) \quad (II.39)$$

Le processus se caractérise par la formation de bulles de vapeur qui se développent puis se détachent de la surface. La croissance et la dynamique des bulles de vapeur dépendent, de manière complexe, de l'écart de température ($T_p - T_{sat}$). À son tour, la dynamique de formation de bulles affecte le mouvement du liquide près de la surface et influence donc fortement le coefficient de transfert de chaleur.

II.5.2.1 Les différents régimes d'ébullition

L'étude de l'ébullition passe par le tracé de la courbe d'ébullition, qui fait apparaître les différents régimes d'ébullition en fonction de la densité de flux de chaleur q avec l'écart de température ($T_p - T_{sat}$).

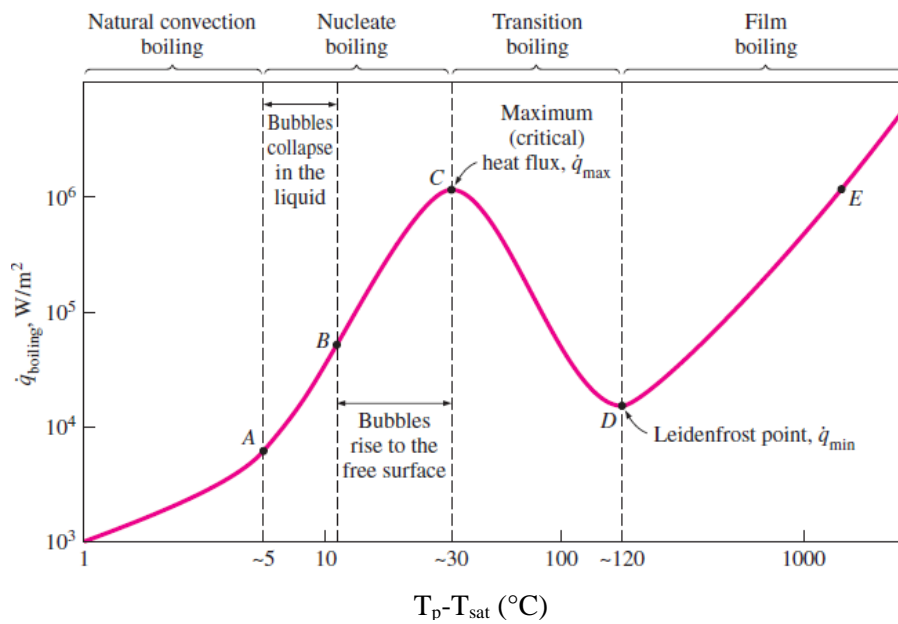


Figure II.7 : Courbe d'ébullition pour l'eau à une pression de 1 atm.

- **Ebullition par convection naturel (au point A sur la courbe d'ébullition)**

Il n'y a pas encore naissance de bulles, le liquide est légèrement surchauffé et s'évapore sur la surface libre de liquide en contact avec l'air. L'échange paroi-liquide dans ce régime d'ébullition est effectué par convection naturelle.

h se calculant par les corrélations concernant la convection naturelle

- **Ebullition nucléée (zone AC)**

Dans ce régime, l'émission de bulles crée des mouvements convectifs intenses qui améliorent notablement les échanges thermiques. Le régime d'ébullition nucléée peut être séparé en deux régions distinctes.

Dans la région AB, aux faibles surchauffes des bulles isolées se forment à divers sites de nucléation sur la surface chauffée. Mais ces bulles se dissipent dans le liquide peu de temps après leur séparation de la surface. L'espace laissé libre par les bulles montantes est rempli par le liquide et le processus se répète. On est alors en régime d'ébullition nucléée partiel.

Dans la région BC, si la température de surchauffe est encore augmentée, la vitesse des bulles augmente et elles deviennent de plus en plus nombreuses au niveau de chaque site et se déplacent jusqu'à la surface libre, où elles s'évaporent : c'est le régime d'ébullition nucléée pleinement développé. Ces bulles se coalescent et isolent presque totalement la paroi par une couche de vapeur presque continue. L'évacuation de la chaleur s'effectue principalement sous forme de chaleur latente de vaporisation.

La corrélation la plus largement utilisée pour la densité du flux thermique dans le régime d'ébullition nucléée a été proposée en 1952 par Rohsenow, exprimée comme suit :

$$q_{nucléée} = \mu_v L_v \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{0.5} \left[\frac{C_{pl} \times (T_p - T_{sat})}{C_{sf} L_v Pr_l^n} \right]^3 \quad (\text{II.40})$$

Avec : C_{sf} : constante expérimentale caractérisant l'interaction fluide-paroi (voir tableau II.5),

n : constante expérimentale qui dépend du fluide,

σ : tension superficielle liquide vapeur (N/m) (voir tableau II.6).

Configuration	C _{sf}	n
Eau -cuivre	0,013	1,0
Eau-Platine	0,013	1,0
Eau- Laiton	0,006	1,0
Eau- Nickel	0,006	1,0
Eau- Cuivre poli	0,0128	1,0
Eau-Acier inox poli mecaniquement	0,0132	1,0
Eau-Acier inox gravé chimiquement	0,0133	1,0
Eau-Acier inox rectifié et poli	0,008	1,0
Benzène-Chrome	0,0101	1,7
Alcool éthylique- Chrome	0,027	1,7
n-pentane-Chrome	0,015	1,7
n-Pentane-Cuivre poli	0,0154	1,7
Alcool isopropylique- Cuivre	0,00225	1,7

Tableau II.6 : Les valeurs des constantes expérimentales caractérisant l'interaction fluide-paroi.

- **Crise d'ébullition (Point critique C)**

La couche de vapeur isole totalement la paroi du liquide et la chaleur ne peut plus se transmettre que par l'intermédiaire de la vapeur de très faible conductivité thermique. L'augmentation brutale de la résistance thermique va provoquer une brusque augmentation de la température de la paroi chauffante du point C au point D de plusieurs centaines de degrés Celsius (dépasse largement 1000°C), on a fusion de la paroi dans la plupart des cas, c'est pourquoi le point C est appelé le point critique ou burn-out.

La détermination du point critique est capitale dans l'étude de l'ébullition pour d'évidentes raisons de sécurité. La corrélation la plus utilisée pour déterminer cette densité de flux critique (maximal) est de celle de Zuber :

$$q_{\max} = C_{cr} L_v \left[\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v) \right]^{0.25} \quad (\text{II.41})$$

Où C_{cr} est une constante dont la valeur dépend de la géométrie de l'élément chauffant. Les valeurs spécifiques de C_{cr} pour différentes géométries de l'élément chauffant sont répertoriées dans le tableau 7. Notez que les éléments chauffants sont classés comme étant grands ou petits en fonction de la valeur du paramètre adimensionnel L^* qui est exprimé par la formule suivante :

$$L^* = L \left[g (\rho_l - \rho_v) / \sigma \right]^{1/2} \quad (\text{II.42})$$

Température saturation (°C)	Tension superficielle liquid-vap (N/m)
0	0,0757
20	0,0727
40	0,0696
60	0,0662
80	0,0627
100	0,0589
120	0,0550
140	0,0509
160	0,0466
180	0,0422
200	0,0377
220	0,0331
240	0,0284
260	0,0237
280	0,0190
300	0,0144
320	0,0099
340	0,0056
360	0,0019
374	0,0

Tableau II.7 : Les valeurs de la tension superficielle pour la vapeur d'eau

Heater Geometry	C_{cr}	Charac. Dimension of Heater, L	Range of L^*
Large horizontal flat heater	0.149	Width or diameter	$L^* > 27$
Small horizontal flat heater ¹	$18.9K_1$	Width or diameter	$9 < L^* < 20$
Large horizontal cylinder	0.12	Radius	$L^* > 1.2$
Small horizontal cylinder	$0.12L^{*-0.25}$	Radius	$0.15 < L^* < 1.2$
Large sphere	0.11	Radius	$L^* > 4.26$
Small sphere	$0.227L^{*-0.5}$	Radius	$0.15 < L^* < 4.26$

$$^1K_1 = \sigma/[g(\rho_l - \rho_v)A_{heater}]$$

Tableau 8 : Les valeurs spécifiques de C_{cr} .

- **Ebullition transitoire (zone CD)**

C'est un régime instable où on peut trouver l'ébullition nucléée ou l'ébullition en film. Si la surchauffe augmente, l'effet de la couche de vapeur isolant dure plus longtemps, il s'ensuit une diminution de la densité du flux.

Pour la phase transitoire, il n'existe pas de corrélations précises donnant l'expression de densité du flux, quoique le flux de chaleur minimal, qui se produit au point de Leidenfrost, présente un intérêt pratique dans la mesure où il représente la limite inférieure de la densité du flux de chaleur dans le régime d'ébullition en film.

L'expression de densité du flux minimal pour une plaque plane horizontale est donnée par Zuber :

$$q_{\min} = 0,09 \rho_v L_v \left[\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{(\rho_l + \rho_v)^2} \right]^{0,25} \quad (\text{II.43})$$

- **Ebullition en film (zone DE)**

Dans cette zone d'ébullition en film (pelliculaire) le transfert de chaleur de la paroi vers le liquide s'effectue par conduction et par rayonnement (qui devient significatif à haute température) à travers le film de vapeur stable.

Dans ce cas, Bromley a développé la corrélation donnant la densité du flux thermique pour l'ébullition en film sur un cylindre horizontal ou une sphère de diamètre D est donné par :

$$q_{\text{film}} = C_{\text{film}} \left[\frac{g k_v^3 \rho_v (\rho_l - \rho_v) [L_v + 0,4 \times C_{p_v} \times (T_p - T_{\text{sat}})]}{\mu_v D (T_p - T_{\text{sat}})} \right]^{0,25} (T_p - T_{\text{sat}}) \quad (\text{II.44})$$

Où : k_v est la conductivité thermique de la vapeur en $W/m^\circ C$ et

$$C_{\text{film}} = \begin{cases} 0,62 & \text{pour les cylindres horizontaux} \\ 0,67 & \text{pour les sphères} \end{cases}$$

Pour des valeurs très élevées de température ($T_p > 300^\circ C$), le transfert de chaleur à travers le film de vapeur par rayonnement devient important et doit être pris en compte dans la densité du flux total.

La densité du flux de chaleur par rayonnement est déterminée à partir de cette relation :

$$q_{\text{ray}} = \varepsilon \times \sigma \times (T_p^4 - T_{\text{sat}}^4) \quad (\text{II.45})$$

Où : σ est la constante de Stephan-Boltzman, $\sigma = 5,67 \cdot 10^8 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}^4$

L'expression de la densité du flux total est déterminée par Bromely :

$$q_{\text{total}} = q_{\text{film}} + \frac{3}{4} q_{\text{ray}} \quad (\text{II.46})$$

II.6 Exercices

• Exercice 1

On utilise un échangeur coaxial à contre-courant pour refroidir de l'huile chaude. Le tube intérieur en cuivre a un diamètre de 2 cm et une épaisseur négligeable. Le diamètre du tube extérieur est de 3 cm. L'eau circule dans le tube intérieur à un débit de 0,5 kg /s, et l'huile s'écoule dans l'espace annulaire à un débit de 0,8 kg/s. Les températures moyennes de l'eau et de l'huile sont 45 °C et 80 °C, respectivement.

Déterminer le coefficient global de transfert de chaleur de cet échangeur ?

Les propriétés de l'eau à 45 °C sont :

$$\rho=990 \text{ kg/m}^3, \text{Pr}=3,91, k=0,637 \text{ W/m } ^\circ\text{C}, \nu=0,602 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Les propriétés de l'huile à 80 °C sont :

$$\rho=852 \text{ kg/m}^3, \text{Pr}=4,90, k=0,138 \text{ W/m } ^\circ\text{C}, \nu=37,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Réponses :

$$U= 74,5 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

• Exercice 2

Soit un échangeur coaxial en cuivre ($k= 380\text{W/m}^\circ\text{C}$), le tube interne est de diamètre intérieur $d_i=1,2$ cm et de diamètre extérieur $d_e= 1,6$ cm, le diamètre intérieur du tube externe est de 3,0 cm. Le coefficient de transfert de chaleur par convection sur la surface intérieure du tube interne est de $h_i =700 \text{ W / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ et sur sa surface extérieure est de $h_e = 1400 \text{ W / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Les facteurs d'encrassement sur les côtés intérieur et extérieur du tube interne sont $R_{f,i}=0,0005 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/ W}$ et $R_{f,e} = 0,0002 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C / W}$, respectivement.

Déterminer :

- 1- La résistance thermique de l'échangeur de chaleur par unité de longueur.
- 2- Les coefficients globaux de transfert thermique U_i et U_e rapportés aux surfaces intérieure et extérieure du tube, respectivement.

Réponses :

$$U_i= 381,7 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}, U_e= 286,3 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

• Exercice 3

Un échangeur de chaleur coaxial à paroi mince, utilisé pour condenser le réfrigérant 134a par de l'eau à 20°C. Les diamètres des tubes interne et externe sont de 1,0 cm et 2,5 cm, respectivement. Le réfrigérant circule à l'intérieur du tube interne, avec un coefficient de

transfert de chaleur par convection de $h_i=5000 \text{ W/m}^2\text{°C}$. L'eau circule dans l'espace annulaire avec un débit de 0,3 kg/s.

Déterminer :

- 1- Le coefficient d'échange global de cet échangeur de chaleur.
- 2- Refaire le calcul en tenant compte du facteur d'encrassement sur la surface côté eau, $R_{f,e}=0,0005 \text{ m}^2 \text{°C} / \text{W}$, commenter le résultat?

Les propriétés de l'eau à 20 °C sont :

$$\rho=998 \text{ kg/m}^3, \text{ Pr}=7,01, \text{ k}=0,598 \text{ W/m} \text{°C}, \text{ } \nu =1,004 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Réponses :

$$U= 2007,6 \text{ W/m}^2\text{°C}, U= 1002 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

• Exercice 4

Un tube en acier ($k = 50 \text{ W/m}^2\text{°C}$) de diamètres intérieur et extérieur $d_i = 20 \text{ mm}$ et $d_e = 26 \text{ mm}$, respectivement, et de 1 m de longueur, est utilisé pour transférer la chaleur des gaz chauds circulant autour du tube ($h_e = 200 \text{ W/m}^2\text{°C}$) à l'eau froide circulant dans le tube ($h_i = 8000 \text{ W/m}^2 \text{°C}$).

- 1- Quel est le coefficient d'échange global côté de l'eau froide U_i ?

Pour améliorer le transfert de chaleur, 16 ailettes planes de profil rectangulaire sont installées longitudinalement le long de la surface extérieure du tube. Les ailettes sont équidistantes sur la circonférence du tube, chacune ayant une épaisseur de 2 mm et une largeur de 15 mm. L'efficacité de l'ailette est supposée égale à 0,78

- 2- Quel est le coefficient d'échange global correspondant U_i ?

Réponses :

$$U_i = 248,5 \text{ W/m}^2\text{°C}, U_i = 1141,2 \text{ W/m}^2\text{°C}.$$

• Exercice 5

Une vapeur se condense dans un échangeur de chaleur constitué de plusieurs tubes horizontaux ; il s'agit d'une rangée de 12 tubes (empilement de 3 en hauteur et 4 en largeur). La vapeur circule à une pression de 7.38 kPa et une température de 40°C. L'eau froide circule à l'intérieur des tubes de 3 cm de diamètre externe et de 1 m de longueur. La surface externe des tubes est maintenue à 30°C.

- 1- Calculer le flux de chaleur échangé entre la vapeur et l'eau circulant dans un seul tube.
- 2- Calculer le flux de chaleur échangé entre la vapeur et l'eau circulant dans l'ensemble des tubes.

3- Calculer le débit de condensation de la vapeur.

Les propriétés :

Vapeur d'eau saturée à 40 °C et $P = 7,38 \text{ kPa}$: $L_v = 2407 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$, $\rho_v = 0,05 \text{ Kg/m}^3$ et $g = 9,81 \text{ m/s}^2$

L'eau liquide à la température moyenne de film $T_f = 35^\circ\text{C}$:

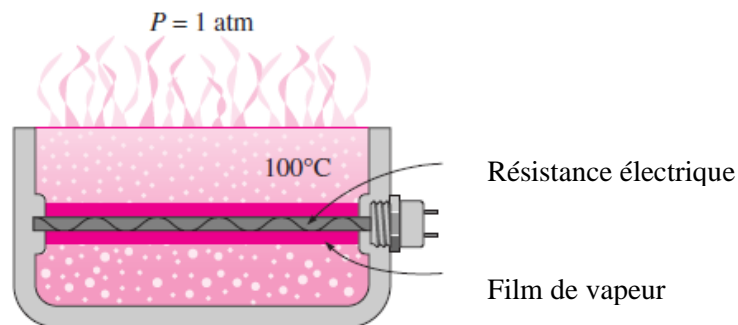
$$\rho_l = 994 \text{ Kg/m}^3, C_{pl} = 4178 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}, \mu_l = 0,720 \cdot 10^{-3} \text{ Pa.s}, k_l = 0,623 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Réponses :

$$\Phi = 8758 \text{ W}, \dot{m}_c = 0,033 \text{ kg/s}$$

• Exercice 6

L'eau est vaporisée à la pression atmosphérique par une résistance électrique sous forme d'un cylindre horizontal en cuivre (diamètre extérieur = 5 mm, longueur = 1,2 m) et une émissivité de 0,05, comme illustré à la figure ci-dessous.



- Si la température de surface de la résistance (température de la paroi du cylindre) est de 350 °C, déterminez le flux de chaleur échangé entre l'eau et la résistance.

Les propriétés :

L'eau à saturation à 100 °C : $L_v = 2257 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$, $\rho_L = 957,9 \text{ Kg/m}^3$

La vapeur d'eau à la température du film $T_f = 225^\circ\text{C}$:

$$\rho_v = 0,441 \text{ Kg/m}^3, C_{pv} = 1977 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}, \mu_v = 1,731 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}, k_v = 0,0357 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Réponses :

$$\Phi = 1120 \text{ W}$$

Chapitre III : Performances et calcul des échangeurs de chaleur

III.1. Introduction

Généralement, dans les échangeurs de chaleur on rencontre deux problèmes, soit le dimensionnement d'un échangeur qui répondra aux besoins de transfert de chaleur prescrites (températures et débits connus des deux fluides), soit l'étude de performance d'un échangeur pour prédire les températures de sortie des fluides chaud et froid et le flux de chaleur échangé dans l'appareil.

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

- La grande diversité des appareils (échangeurs tabulaires, à plaques, etc.)
- La variété des régimes d'écoulement : simple phase en régime laminaire ou turbulent, sans ou avec changement de phase, 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 triple concentrique, par exemple.

Pour calculer la surface d'échange de chaleur, il faut dans un premier temps connaître les grandeurs dimensionnées telles que la puissance, les températures, les débits. Ensuite, il faut calculer et ce quelle que soit la méthode de dimensionnement utilisée, les coefficients partiels et le coefficient thermique global.

Il faudra par la suite déterminer les pertes de charge (pertes de pression) que va engendrer la circulation des fluides (par la friction contre les parois du fait de la viscosité) afin de vérifier la concordance avec le cahier des charges qui impose souvent une limite haute en terme de valeur d'une perte de charge.

L'étude d'un échangeur peut se faire selon trois méthodes différentes :

- 1- Méthode de la Différence de Température Logarithmique Moyenne : DTLM,
- 2- Méthode du nombre d'unité de transfert : NUT, appelée méthode de l'efficacité,
- 3- Méthode KERN.

III.2. Hypothèses de calcul

Dans ce qui suit, on utilise les hypothèses suivantes :

- Le régime est permanent.
- L'échangeur est adiabatique : pas de perte de chaleur vers l'environnement et tout transfert se fait uniquement entre les deux fluides.
- Les propriétés thermo-physiques des fluides restent constantes dans les intervalles de températures étudiées.
- L'échange est unidirectionnel et ne varie que dans le sens de l'écoulement.
- Les pertes de charges dans l'échangeur sont négligeables.

III.3 Distribution de température dans un échangeur

Le transfert de chaleur du fluide chaud vers le fluide froid cause un changement de température de l'un ou des deux fluides circulant dans l'échangeur de chaleur.

Dans tous les cas la différence de température entre les fluides chaud et froid varie avec la position le long de l'échangeur de chaleur.

Les figures suivantes présentent un schéma des configurations contre-courant et co-courant.

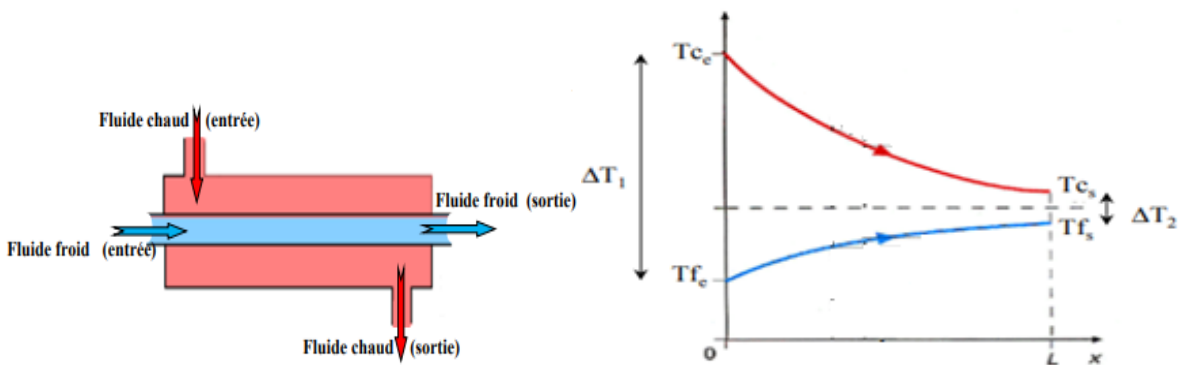


Figure III.1 : Distribution des températures dans un échangeur mono passe à co-courant

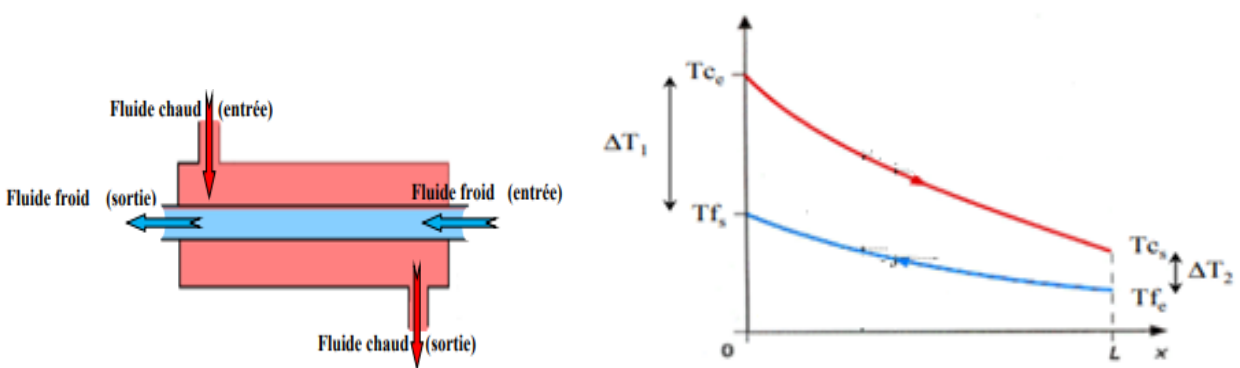


Figure III.2 : Distribution des températures dans un échangeur mono passe à contre-courant

III.4. Méthode DTLM (Différence de Température Logarithmique Moyenne)

III.4.1 Cas d'un échangeur mono passe à co-courant

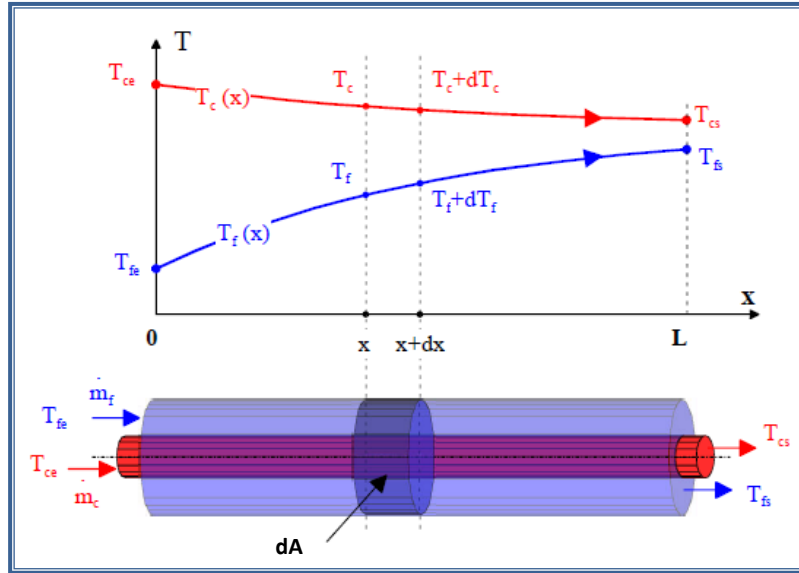


Figure III.3 : Principe de fonctionnement d'échangeur à co-courant

Soit T_c et T_f les températures des deux fluides chaud et froid, respectivement. Le flux thermique d'échangé entre les deux fluides à travers dA peut s'écrire :

$$d\Phi = U(T_c - T_f)dA \tag{III.1}$$

Le flux perdu par le fluide chaud: $d\Phi_c = -\dot{m}_c c_{pc} dT_c$ (III.2)

Le flux gagné par le fluide froid : $d\Phi_f = \dot{m}_f c_{pf} dT_f$ (III.3)

Où :

\dot{m}_c et \dot{m}_f sont les débits massiques respectifs des fluides chauds et froids, en kg/s.

C_{pc} et C_{pf} sont leurs chaleurs spécifiques à pression constante, en J/ (kg °C).

En tenant comptes des hypothèses citées au-dessus, le flux de chaleur $d\Phi$ échangé dans l'appareil à travers l'élément dA s'écrira :

$$d\Phi = d\Phi_c = d\Phi_f \tag{III.4}$$

$$d\Phi = -\dot{m}_c c_{pc} dT_c = \dot{m}_f c_{pf} dT_f \tag{III.5}$$

A partir des équations (III.2) et (III.3) on a :

$$dT_c = -\frac{d\Phi}{\dot{m}_c c_{pc}} \text{ et } dT_f = \frac{d\Phi}{\dot{m}_f c_{pf}} \tag{III.6}$$

D'où la différence :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = -d\Phi \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) \quad (\text{III.7})$$

En substituant l'expression du flux $d\Phi$ donné dans l'équation (III.1), on aura :

$$d(T_c - T_f) = -U(T_c - T_f) dA \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) \quad (\text{III.8})$$

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U dA \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) \quad (\text{III.9})$$

Le coefficient global U et les chaleurs spécifiques sont constants le long de l'appareil d'échange (hypothèses). L'intégration de l'équation (III.9) entre 0 et x donne :

$$\int_0^x \frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) \int_0^x dA \quad (\text{III.10})$$

$$\left[\ln(T_c - T_f) \right]_0^x = -U \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) A \quad (\text{III.11})$$

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

Donc :

$$\ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{pc}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{pf}} \right) \quad (\text{III.12})$$

On peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides comme suit :

$$\Phi = \dot{m}_c c_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f c_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{III.13})$$

On aura :

$$\ln \left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = -UA \left(\frac{T_{ce} - T_{cs}}{\Phi} + \frac{T_{fs} - T_{fe}}{\Phi} \right) = -\frac{UA}{\Phi} [(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})] \quad (\text{III.14})$$

Expression du flux thermique pour un échangeur à co-courant :

$$\Phi = UA \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}} \right)} \quad (\text{III.15})$$

Où aussi : $\Phi = U A DTLM$ (III.16)

Avec : $DTLM = \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln \left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}} \right)}$ (III.17)

III.4.2 Cas d'un échangeur mono passe à contre-courant

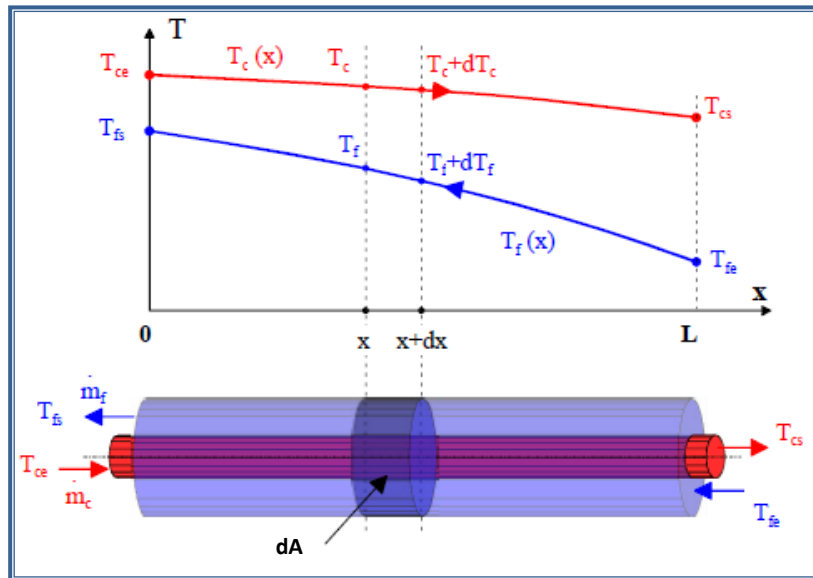


Figure III.4 : Principe de fonctionnement d'échangeur à contre-courant

En suivant le même raisonnement que l'échangeur à co-courant, le flux échangé dans un appareil à contre-courant :

$$d\Phi = -\dot{m}_c c_{pc} dT_c = -\dot{m}_f c_{pf} dT_f \tag{III.18}$$

A l'inverse du co-courant la variation de température dT_f du fluide froid décroît dans le sens positif de x . On utilise le signe (-) pour les deux flux.

L'expression du flux thermique échangée :

$$\Phi = U A DTLM = UA \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \tag{III.19}$$

Avec :
$$DTLM = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \tag{III.20}$$

- Expression générale de DTLM

La formulation est la même, que l'échangeur soit à courants parallèles ou à contre-courants. Ainsi, il est possible de généraliser l'expression de DTLM quel que soit la configuration de l'échangeur de chaleur :

$$DTLM = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln\left(\frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}\right)} = \frac{(T_c - T_f)_e - (T_c - T_f)_s}{\ln\left(\frac{(T_c - T_f)_e}{(T_c - T_f)_s}\right)} \quad (\text{III.21})$$

Avec ΔT_e qui représente la différence de température des fluides à l'entrée de l'échangeur, et ΔT_s la différence des températures des deux fluides en sortie de l'échangeur.

- **Comparaison des deux modes de fonctionnement**

Dans un échangeur tubulaire simple, le flux de chaleur transféré est toujours plus élevé avec un fonctionnement à contre-courant car DTLM est plus élevé.

- **Exemple :**

$$\begin{cases} T_{ce} = 300^\circ C \\ T_{cs} = 200^\circ C \end{cases} \quad \begin{cases} T_{fe} = 20^\circ C \\ T_{fs} = 100^\circ C \end{cases}$$

$$\text{Co-courant : } DTLM = \frac{(300 - 20) - (200 - 100)}{\ln\left(\frac{(300 - 20)}{(200 - 100)}\right)} = 174,8^\circ C$$

$$\text{Contre-courant : } DTLM = \frac{(300 - 100) - (200 - 20)}{\ln\left(\frac{(300 - 100)}{(200 - 20)}\right)} = 189,8^\circ C$$

A chaque fois que cela sera possible on choisira un fonctionnement à contre-courant.

En générale, un échangeur de chaleur de configuration quelconque aura des performances toujours supérieures à celles d'un échangeur tubulaire simple en co-courant et inférieures à celle d'un échangeur tubulaire simple à contre-courant.

- **Remarque :**

- La méthode de DTLM peut être utilisé les températures d'entrées et de sorties sont connues ou peuvent être déterminées
- Si seulement les températures d'entrées sont connues, la méthode DTLM requiert une procédure itérative. Dans ce cas il est préférable d'utiliser la méthode d'efficacité-NUT.

III.4.3 Conditions spéciales

$$\text{Il existe trois cas spéciaux : } \begin{cases} C_c = C_f \\ C_c \gg C_f \\ C_c \ll C_f \end{cases}$$

C_c et C_f sont appelés les capacités calorifiques des fluides chaud et froid, respectivement. Ils sont définis comme suit :

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad \text{et} \quad C_f = \dot{m}_f c_{pf} \quad (\text{III.22})$$

➤ **1^{er} cas ($C_c = C_f$) :**

Si $C_c = C_f$, la Différence de Température Logarithmique Moyenne (DTLM) doit être alors constante le long de l'échangeur, dans ce cas :

$$\Delta T_e = \Delta T_s = DTLM \quad (\text{III.23})$$

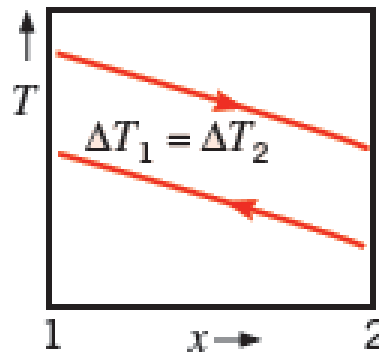


Figure III.5 : Echangeur à contre-courant avec $C_c = C_f$

➤ **2^{eme} cas ($C_c \gg C_f$) :**

On rencontre ce cas dans le condenseur où le fluide chaud se condense à une température constante de condensation, tandis que la température du fluide froid augmente. Le profil de température a l'allure suivante :

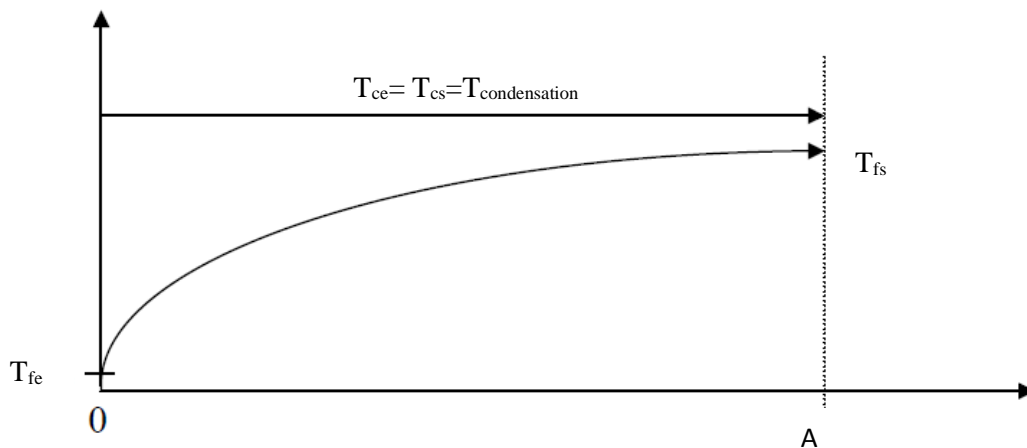


Figure III.6 : Distribution de température dans un condenseur ($C_c \gg C_f$)

➤ **3^{eme} cas ($C_c \ll C_f$) :**

On rencontre ce cas dans l'évaporateur où le fluide froid change de phase à une température constante au long de l'évaporateur, alors que la température du fluide chaud diminue. Comme montré dans la figure suivante :

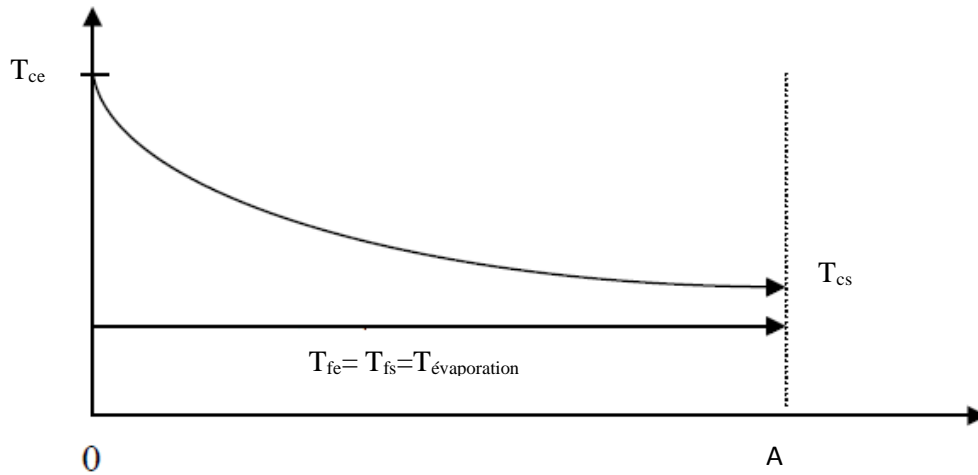


Figure III.7 : Distribution de température dans un évaporateur ($C_c \ll C_f$)

A noter que dans les deux derniers cas, le flux de chaleur se calcule à partir de cette formule :

$$\Phi = \dot{m} \times L_v \quad (\text{III.24})$$

Avec L_v : Chaleur latente de condensation ou de vaporisation.

III.5 Facteur de correction

Les relations de différence de température moyenne logarithmique (DTLM) développées précédemment pour le cas des échangeurs à double tube à co-courant et à contre-courant ne peuvent pas être directement appliquées pour les échangeurs à courant-croisé et les échangeurs multitubulaires, l'expression de DTLM de n'importe quel échangeur complexe est calculée en ajoutant un facteur de correction F au DTLM pour un échangeur tubulaire simple mono passe à contre-courant avec les mêmes températures chaudes et froides des fluides.

$$DTLM_{\text{échangeur complexe}} = F \times DTLM_{\text{échangeur simple à contre-courant}} \quad (\text{III.25})$$

Le flux de chaleur échangé prend alors la forme suivante :

$$Q = U \times A \times F \times DTLM_{c-c} \quad (\text{III.26})$$

- Le facteur F dépend de la géométrie de l'échangeur et des températures d'entrée et de sortie des fluides chaud et froid.
- Le facteur F varie entre $0 \leq F \leq 1$, la valeur limite ($F=1$) correspond à un échangeur double tube à contre-courant.
- Les valeurs de F sont données pour différentes configurations des échangeurs. Ainsi des corrélations et des abaques de détermination de F sont disponibles dans la littérature en fonction de deux rapports de températures P et R définis par :

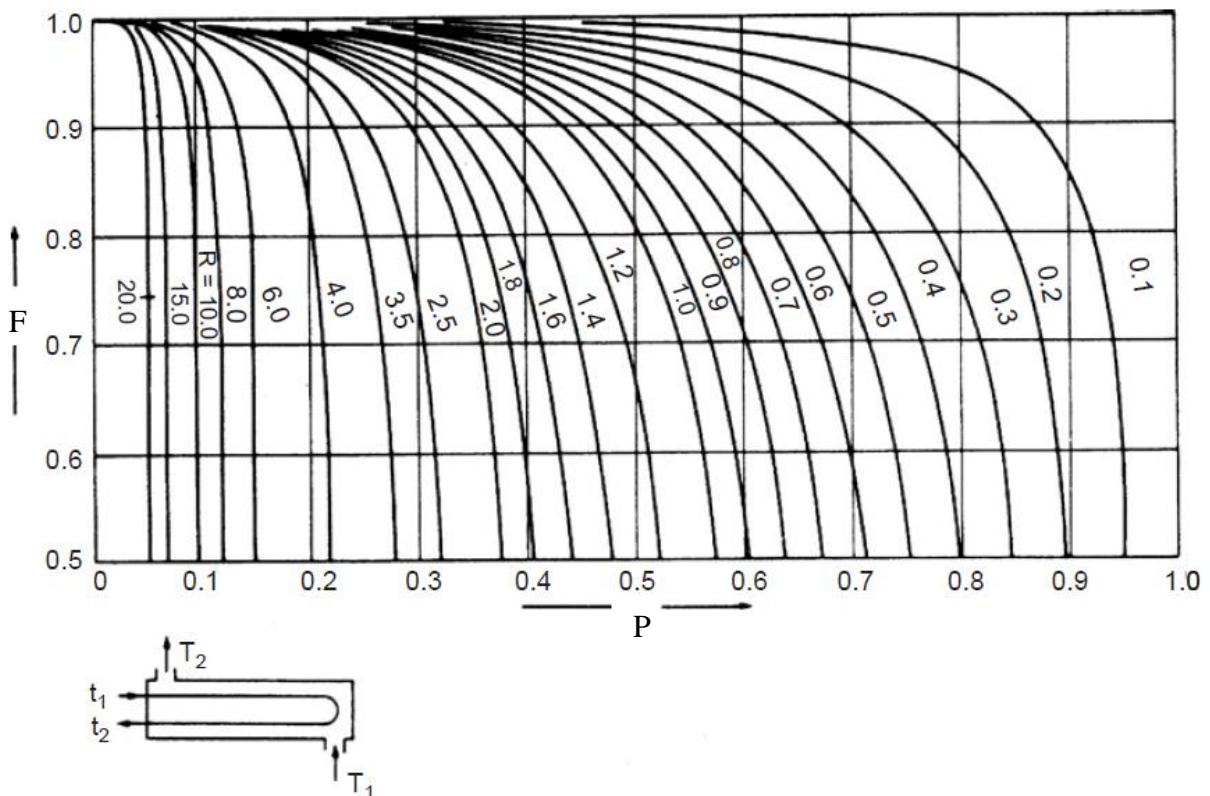
$$\begin{cases} P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \\ R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{C_f}{C_c} \end{cases} \quad (III.27)$$

- Les indices 1 et 2 représentent l'entrée et la sortie, respectivement.
- T : correspond à la température du fluide chaud.
- t : correspond à la température du fluide froid.

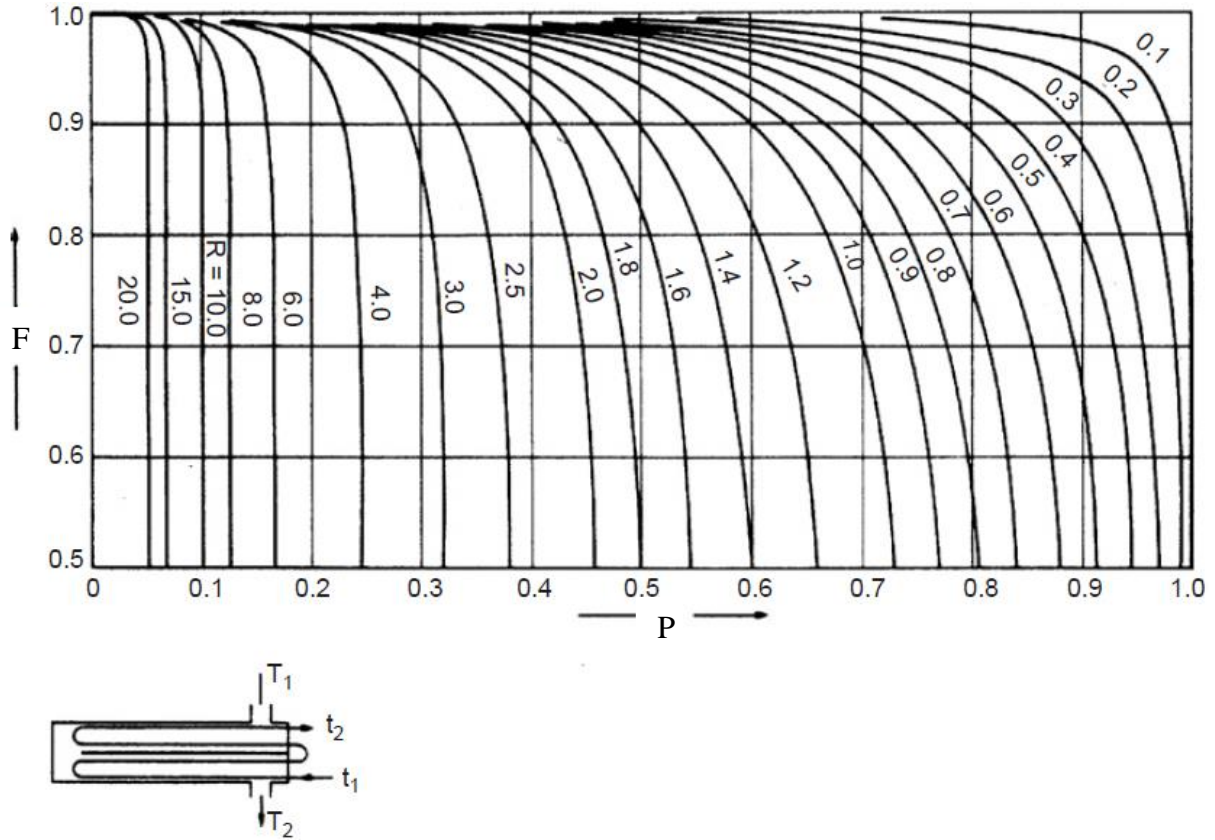
Pour un échangeur multitubulaire avec 1 passe côté calandre et 2 passes côté tubes, le facteur F peut être exprimé comme suit :

$$F = \frac{\sqrt{(R^2 + 1)} \ln[(1 - P) / (1 - RP)]}{(R - 1) \ln \left[\frac{2 - P \left[R + 1 - \sqrt{(R^2 + 1)} \right]}{2 - P \left[R + 1 + \sqrt{(R^2 + 1)} \right]} \right]} \quad (III.28)$$

Les figures (III.8) et (III.9) donnent le facteur F pour différentes configurations connues des échangeurs de chaleurs

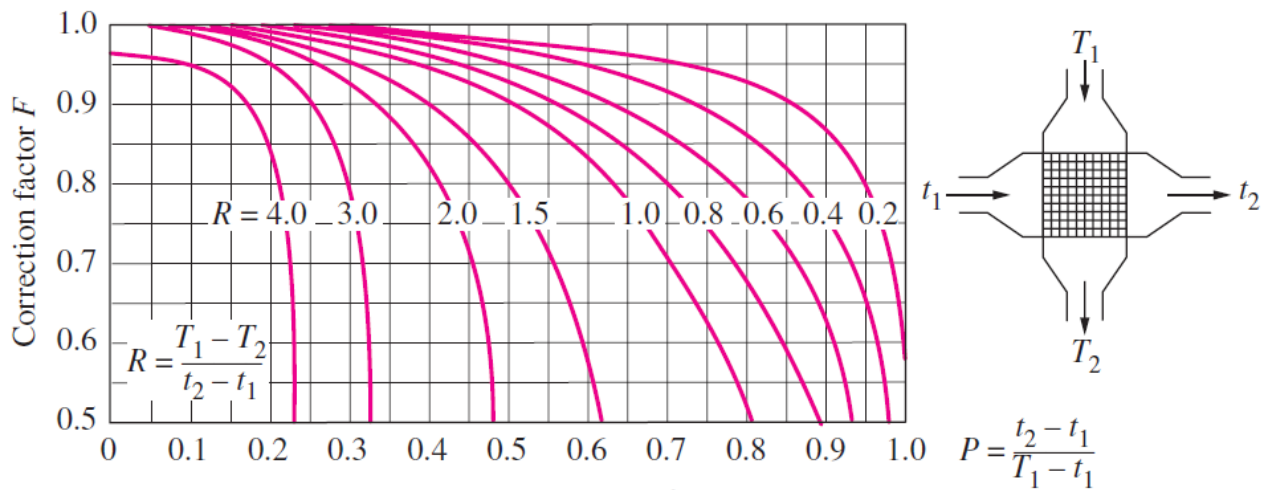


(a) 1 passe coté calandre et 2, 4, 6...2n passes coté tubes

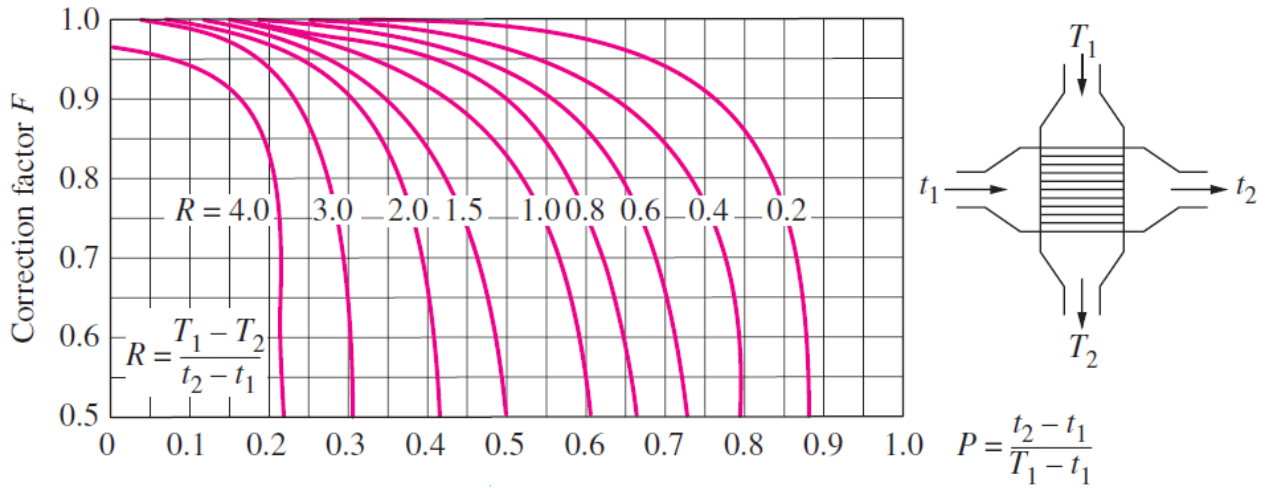


(b) 2 passes coté calandre et 4, 8, 4n passes coté tubes

Figure III.8: Facteur de correction pour les échangeurs de chaleurs à tube et calandre



(c) Les deux fluides non brassés



(d) Un fluide brassé et l'autre non brassés

Figure III.9: Facteur de correction pour les échangeurs de chaleurs à courant croisés

▪ **Remarque :**

La valeur de P varie entre 0 et 1, alors que la valeur de R varie entre 0 et ∞ , avec $R=0$ correspond au changement de phase (condensation) et $R \rightarrow \infty$ correspond au cas de changement de phase (évaporation).

Par conséquent, le facteur $F=1$ pour ces deux cas limite qui implique le changement de phase (condensation et évaporation) quelle que soit la configuration de l'échangeur.

III.6 Méthode de l'efficacité (NUT : Nombre d'unité de transfert)

Dans certains problèmes liés aux échangeurs de chaleur, l'ingénieur est amené à évaluer les performances d'un échangeur existant, c'est-à-dire connaissant les débits des fluides et leurs températures d'entrées ainsi que la géométrie de l'appareil (type et surface d'échange), dire à un moment donné de son fonctionnement si ses performances (températures de sorties et pertes de charges) sont conformes à celles prévues au départ).

Dans ce cas la méthode DTLM requiert une procédure itérative :

- On fixe arbitrairement T_{cs} et T_{fs}
- Evaluer DTLM
- Détermination du flux $\Phi = U A F DTLM$ pour une première itération.
- Calcul de T_{cs} et T_{fs} à partir de $\Phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe})$
- Utiliser les nouvelles valeurs de T_{cs} et T_{fs} pour refaire itération si c'est nécessaire.

Pour éviter l'utilisation d'une méthode itérative pour résoudre de tels problèmes, Kays et London ont mis au point en 1955 une méthode appelée « méthode de l'efficacité NUT (Nombre d'unité de transfert) » qui a grandement simplifié l'analyse des échangeurs de chaleur.

III.6.1 Notion d'efficacité

La méthode de l'efficacité NUT est basée sur un paramètre adimensionnel appelé efficacité, défini comme étant le rapport du flux échangé sur le flux maximum échangeable avec les mêmes conditions d'entrées des fluides (température, débit...).

$$\varepsilon = \frac{\text{flux réel échangé } (\Phi_{\text{réel}})}{\text{flux maximum possible } (\Phi_{\text{max}})} \quad (\text{III.29})$$

Où :

Φ_{max} : est le flux de chaleur maximal, en considérant que l'échangeur de chaleur est à contre-courant de surface infinie ($L \rightarrow \infty$)

➤ Calcul du Φ_{max}

Φ_{max} est obtenu quand la différence de température entre le fluide chaud et le fluide froid est maximal, cette différence est dans tous les cas égale à :

$$\Delta T_{\text{max}} = T_{ce} - T_{fe} \quad (\text{III.30})$$

• *Distribution de température dans un échangeur à contre-courant*

On distingue deux cas de figures : $C_f > C_c$ et $C_f < C_c$

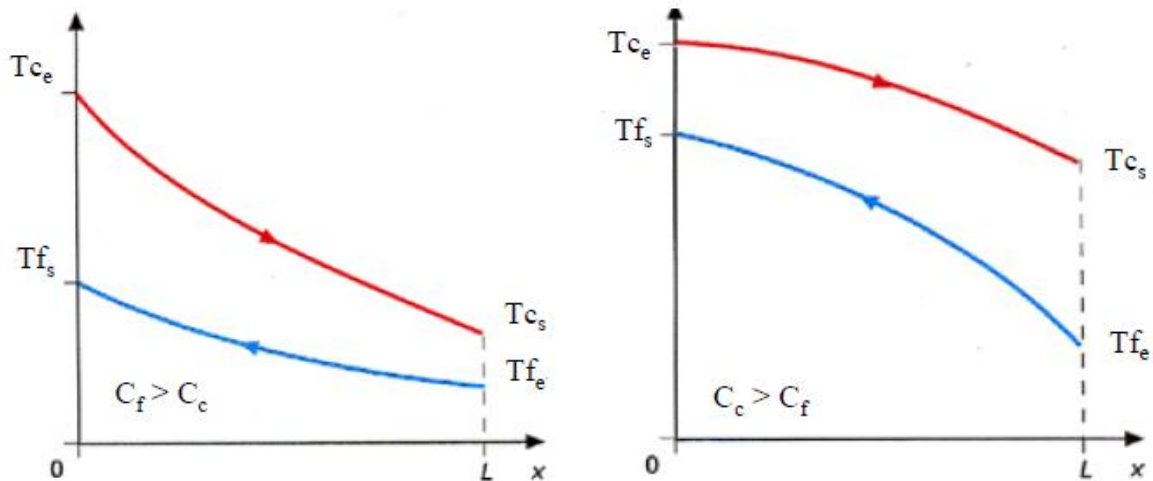


Figure III.10: Distribution de température dans un échangeur à contre-courant pour $C_f > C_c$ et $C_c > C_f$

❖ *1^{er} cas : $C_f > C_c$*

Le fluide qui subit la grande variation de température est le fluide de faible capacité calorifique ($\Delta T_c > \Delta T_f$). Dans ce cas, on dit que le fluide chaud commande le transfert.

Le flux transféré dans l'échangeur de chaleur atteindra sa valeur maximale si le fluide chaud est refroidi jusqu'à la température d'entrée du fluide froid. Si $L \rightarrow \infty$ alors $T_{c_s} \rightarrow T_{f_e}$

Donc : $\Phi_{\max} = C_c (T_{c_e} - T_{f_e})$ (III.31)

❖ *2^{eme} cas : $C_c > C_f$*

Le fluide froid ayant la faible capacité calorifique C_f imposera la forte variation de température ($\Delta T_f > \Delta T_c$). Dans ce cas, on dit que le fluide froid commande le transfert.

Le flux transféré dans l'échangeur de chaleur atteindra sa valeur maximale si le fluide froid est chauffé jusqu'à la température d'entrée du fluide chaud. Si $L \rightarrow \infty$ alors $T_{f_s} \rightarrow T_{c_e}$

D'où : $\Phi_{\max} = C_f (T_{c_e} - T_{f_e})$ (III.32)

A partir des équations (III.31) et (III.32), on trouve que :

$\Phi_{\max} = C_{\min} (T_{c_e} - T_{f_e})$ (III.33)

A partir de l'équation (III.29), on peut exprimer le flux réel échangé comme suit :

$\Phi_{\text{réel}} = \varepsilon C_{\min} (T_{c_e} - T_{f_e})$ (III.34)

Si l'efficacité ε et les températures d'entrées sont connus, le flux échangé sera facilement déterminé sans avoir recours aux températures de sorties des deux fluides.

- L'efficacité d'un échangeur peut être exprimée à partir des températures de deux façons différentes :

$$\varepsilon = \frac{\Phi_{réel}}{\Phi_{max}} \Rightarrow \begin{cases} \varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} & \text{Si } C_c < C_f \\ \varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} & \text{Si } C_c > C_f \end{cases} \quad (III.35)$$

Remarque :

- Les deux définitions sont équivalentes lorsque $C_c = C_f$
- Par définition ε est un nombre adimensionnel $0 \leq \varepsilon \leq 1$
- L'efficacité ε dépend de la géométrie de l'échangeur de chaleur et le type de l'écoulement (co-courant, contre-courant et courant croisé)

III.6.2 Expression de quelques efficacités

➤ **Cas d'un échangeur à courant parallèle (co-courant)**

On suppose que $C_{min} = C_f \Rightarrow \varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}}$

On a vu dans la méthode DTLM que :

$$\Phi = U A \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fe}}{T_{cs} - T_{fs}}\right)} \quad (III.36)$$

$$\text{Donc : } \ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right) = -\frac{U A}{\Phi} [(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{fe})] \quad (III.37)$$

$$\ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right) = -U A \left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right) \quad (III.38)$$

$$\ln\left(\frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}\right) = -\frac{U A}{C_f} \left[\frac{C_f}{C_c} + 1\right] \quad (III.39)$$

$$\text{On a que : } \Phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe}) \Rightarrow T_{cs} = T_{ce} - \frac{C_f}{C_c} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (III.40)$$

En remplaçant l'équation (III.40) dans l'équation (III. 39) et après adition et soustraction de T_{fe} , on aura :

$$\ln \left(\frac{T_{ce} - \frac{C_f}{C_c}(T_{fs} - T_{fe}) - T_{fs} + T_{fe} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = -\frac{UA}{C_f} \left(\frac{C_f}{C_c} + 1 \right) \quad (\text{III.41})$$

$$\ln \left[1 - \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right) \left(\frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) \right] = -\frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right) \quad (\text{III.42})$$

$$\ln \left[1 - \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right) \varepsilon \right] = -\frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right) \quad (\text{III.43})$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[-\frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right) \right]}{1 + \frac{C_f}{C_c}} \quad (\text{III.44})$$

Si on suppose maintenant que : $C_{\min} = C_c$ on trouve de la même façon que :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[-\frac{UA}{C_c} \left(1 + \frac{C_c}{C_f} \right) \right]}{1 + \frac{C_c}{C_f}} \quad (\text{III.45})$$

Donc l'efficacité ε est définie dans tous les cas comme suit :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[-\frac{UA}{C_{\min}} \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right]}{1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}}} \quad (\text{III.46})$$

Pour simplifier l'écriture de cette équation, on définit deux nouveaux nombres adimensionnels :

❖ **Nombre d'unité de transfert NUT** : est représentatif du pouvoir d'échange de l'échangeur.

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (\text{III.47})$$

❖ **Rapport de capacités c** :

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (\text{III.48})$$

Ainsi l'expression de l'efficacité de l'équation (III. 44) devient :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1+c)]}{1+c} \quad (III.49)$$

En suivant le même cheminement que pour l'échangeur à courants parallèles, on montre que l'efficacité de l'échangeur à contre courants s'écrit comme suit :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-c)]}{1-c \exp[-NUT(1-c)]} \quad (III.50)$$

- Remarquant que l'efficacité s'écrit ici sans les températures des deux fluides, ce qui est intéressant lorsqu'on a besoin d'évaluer les performances d'un échangeur de chaleur existant.
- L'efficacité est calculée en fonction des nombres adimensionnels définis NUT et c, $\varepsilon = f(NUT, c)$
- Plusieurs relations d'efficacité sont développées pour les différents types d'échangeurs (voir les expressions et les figures III. 10 et III.11)

➤ **Corrélations utilisées pour déterminer l'efficacité de l'échangeur par la méthode NUT**

Co-courant

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1+c)]}{1+c}$$

Contre-courant

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-c)]}{1-c \exp[-NUT(1-c)]}$$

Contre-courant, c=1

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1+NUT}$$

Une passe côté calandre - multiple de 2 passes côtés tubes (2,4,.....)

$$\varepsilon = \frac{2}{1+c + \sqrt{1+c^2} \frac{1 + \exp[-NUT \sqrt{1+c^2}]}{1 - \exp[-NUT \sqrt{1+c^2}]}}$$

Courant croisé, aucun fluide n'est brassé

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{ \frac{NUT^{0.22}}{c} \left[\exp(-c NUT^{0.78}) - 1 \right] \right\}$$

Courant croisé, seul le fluide à C_{\min} est brassé

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NUT)]\right\}$$

Courant croisé, seul le fluide à C_{\max} est brassé

$$\varepsilon = \frac{1}{c} \left(1 - \exp\left\{-c [1 - \exp(-NUT)]\right\}\right)$$

Pour tous les échangeurs, $c=0$

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NUT)$$

- **Corrélations utilisées pour déterminer NUT pour les différents échangeurs de chaleur**

Co-courant

$$NUT = -\frac{\ln[1 - \varepsilon (1 + c)]}{1 + c}$$

Contre-courant

$$NUT = \frac{1}{c - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1}\right)$$

Contre-courant, $c=1$

$$NUT = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}$$

Une passe côté calandre - multiple de 2 passes côtés tubes (2,4,.....)

$$NUT = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln\left(\frac{2 / \varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2 / \varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}}\right)$$

Courant croisé, seul le fluide à C_{\min} est brassé

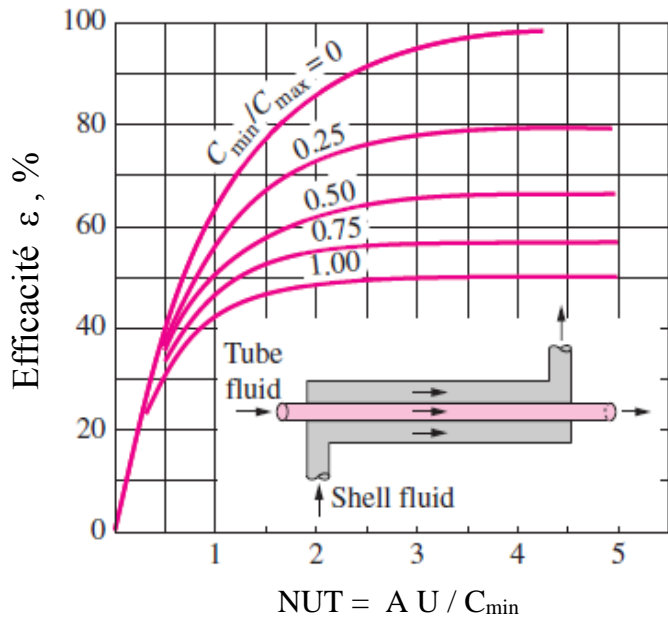
$$NUT = -\frac{1}{c} \ln[c \ln(1 - \varepsilon) + 1]$$

Courant croisé, seul le fluide à C_{\max} est brassé

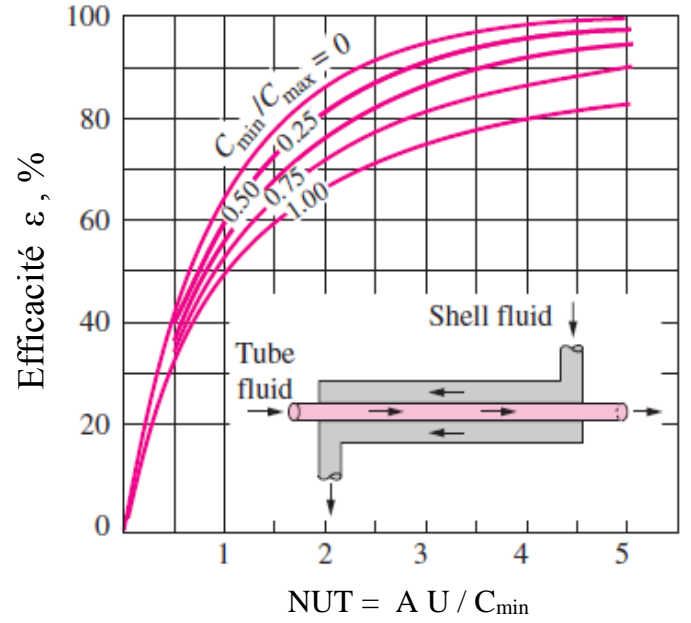
$$NUT = -\ln\left[1 + \frac{1}{c} \ln(1 - \varepsilon c)\right]$$

Pour tous les échangeurs, $c=0$

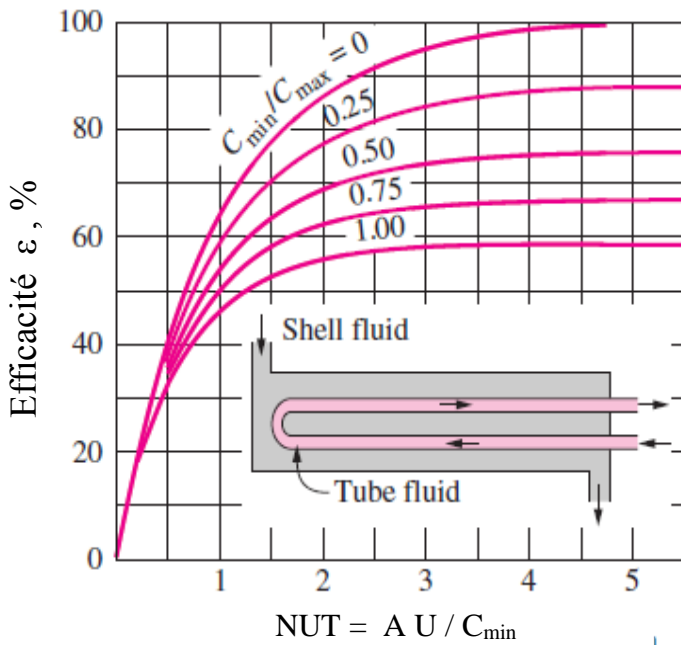
$$NUT = -\ln(1 - \varepsilon)$$



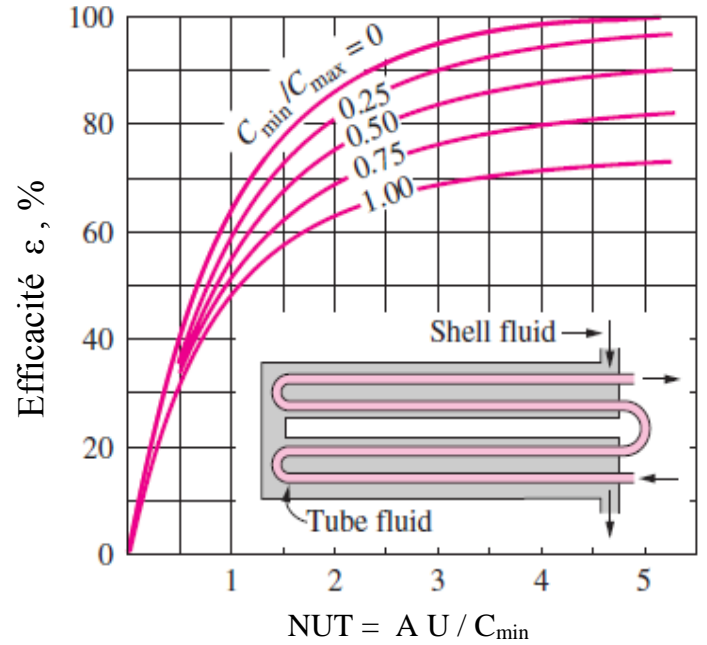
(a) Co-courant



(b) Contre-courant

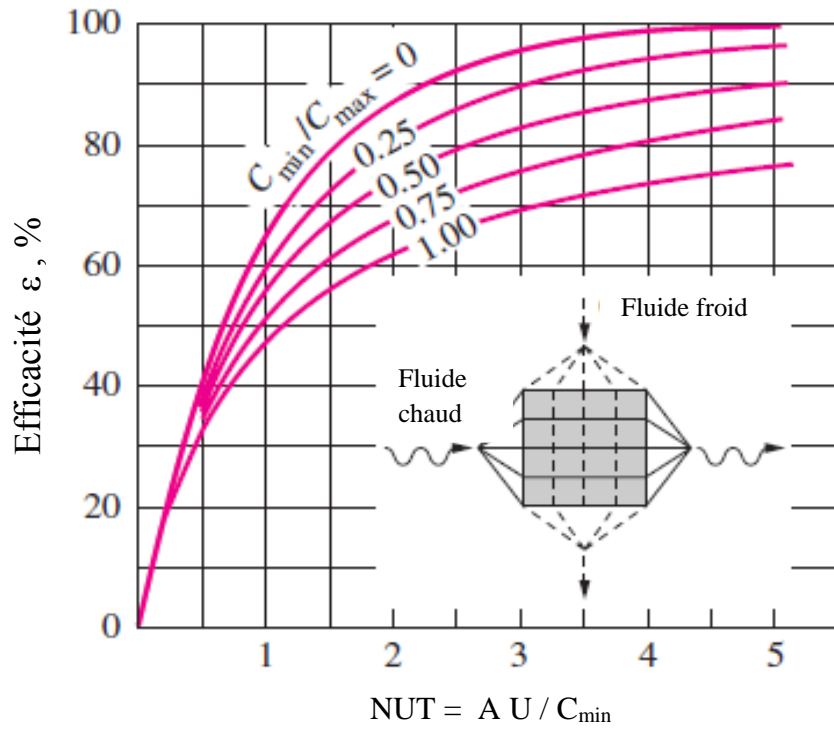


(c) 1 passe côté calandre et 2, 4, 6....
passe côté tubes

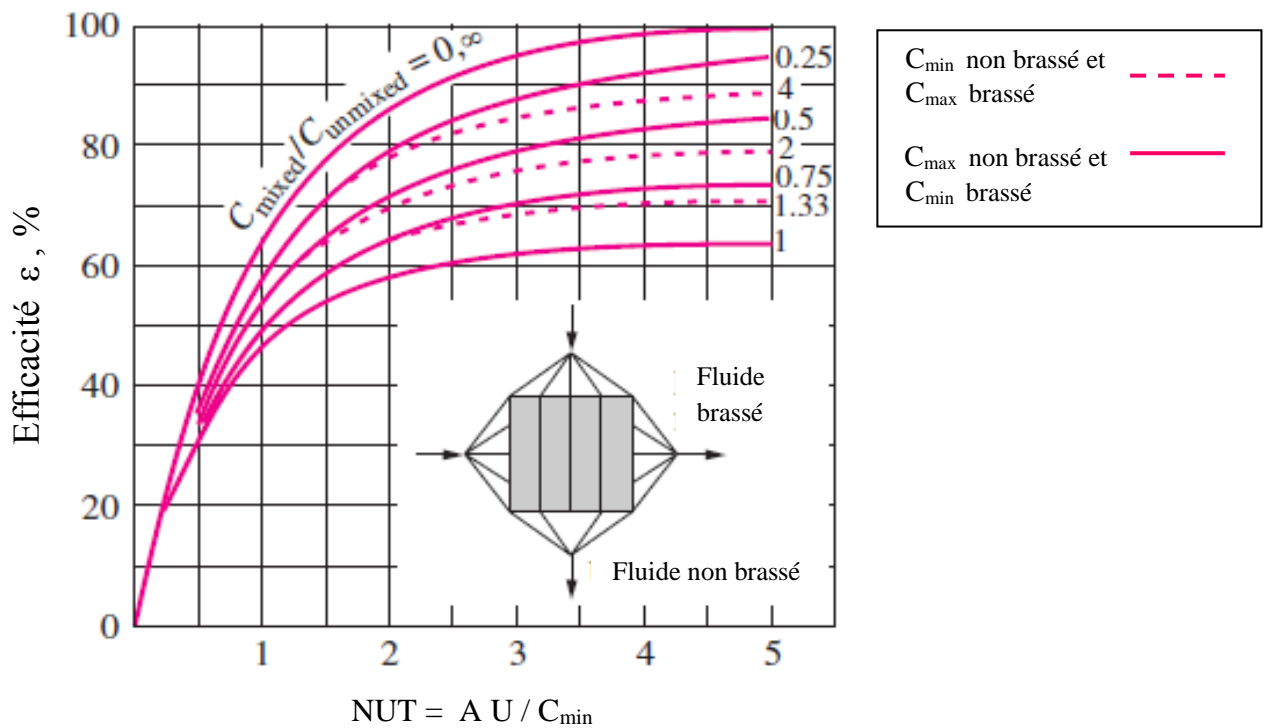


(d) 2 passe côté calandre et 4, 8, 12....
passe côté tubes

Figure III.11: Efficacité ε pour les échangeurs de chaleur à Co-courant, à Contre-courant et à tube et calandre



(e) Les deux fluides non brassés



(f) Un fluide brassé et l'autre non brassés

Figure III.12: Efficacité ε pour les échangeurs de chaleurs à courant croisés.

III.7 Calcul d'un échangeur de chaleur

III.7.1 Températures de sorties connues

Détermination de la surface d'échange dans un échangeur de chaleur par la méthode de différence de températures logarithmiques moyennes et la méthode de l'efficacité-NUT.

- **Méthode DTLM:**

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

- On calcule $DTLM = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}}$ et le facteur de correction F si c'est nécessaire.

- On détermine le coefficient d'échange global de transfert de chaleur U

- On en déduit $A = \frac{\Phi}{U DTLM}$

- **Méthode du NUT:**

- On calcule $c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$ et ε

- On détermine NUT par utilisation des formules ou des courbes (selon le type de l'échangeur)

- On en déduit $A = NUT \frac{C_{\min}}{U}$

III.7.2 Températures de sorties inconnues

Evaluation des performances d'un échangeur de chaleur existant par la méthode de différence de températures logarithmiques moyennes et la méthode de l'efficacité-NUT.

- **Méthode DTLM :**

- On fixe arbitrairement T_{cs} et T_{fs}

- Evaluer DTLM

- Détermination du flux $\Phi = U A F DTLM$ pour une première itération.

- Calcul de T_{cs} et T_{fs} à partir de $\Phi = C_c(T_{ce} - T_{cs}) = C_f(T_{fs} - T_{fe})$

- Utiliser les nouvelles valeurs de T_{cs} et T_{fs} pour refaire itération si c'est nécessaire.

- **Méthode du NUT:**

- Calculer $NUT = \frac{U A}{C_{\min}}$ et $c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$

- Déterminer ε à partir des formules ou des abaques.

- Calculer $\Phi = \varepsilon C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})$.
- Calculer T_{cs} et T_{fs} par $\Phi = C_c (T_{ce} - T_{cs}) = C_f (T_{fs} - T_{fe})$

Remarque :

La méthode NUT apparaît ici comme beaucoup plus rapide pour évaluer les températures de sorties des fluides que la méthode DTLM, elle sera par conséquent préférée.

III.8 Exercices

- **Exercice 1**

On considère un échangeur de chaleur coaxial eau-eau dont le sens de l'écoulement n'est pas connu. Les mesures des températures ont montré que l'eau froide entre à 20°C et sors à 50 °C, tandis que l'eau chaude entre à 80°C et sors à 45°C.

Pensez-vous qu'il s'agit d'un échangeur de chaleur à co-courant ou à contre-courant ? Expliquer ?

Réponses :

Dans un échangeur de chaleur à co-courant, la température de sortie du fluide froid ne doit en aucun cas dépasser la température de sortie du fluide chaud. Dans ce cas $T_{fs} = 50$ °C qui est supérieure à $T_{cs} = 45$ °C. Par conséquent cela doit être un échangeur à contre-courant.

- **Exercice 2**

Déterminer la surface de chauffe d'un échangeur de chaleur eau - gaz où la circulation se fait à contre-courant. On donne la température de gaz à l'entrée 420°C, le débit de gaz 220 t/h, $c_p = 1,045$ kJ/Kg°C. La température de l'eau à l'entrée 105°C, le débit de l'eau 120 t/h, $c_p = 4,266$ kJ/Kg°C. La puissance échangée est de 13.5 MW et le coefficient d'échange de chaleur global U est de 79 W/m²°C.

Refaire le calcul en supposant que la circulation est parallèle. Conclusion ?

Réponses :

$A_{cc} = 1123,3$ m², $A_{cp} = 2177,5$ m², un échangeur tubulaire simple à contre courant est plus performant qu'un échangeur tubulaire simple à co-courant.

- **Exercice 3**

Un échangeur de chaleur concentrique à contre-courant est utilisé pour refroidir l'huile de lubrification pour une turbine à gaz. Le débit d'eau de refroidissement qui circule dans le tube central est de 0,2 kg/s, le débit de l'huile à refroidir qui circule dans l'espace annulaire est de 0,1 kg/s. L'huile et l'eau entrent à des températures de 100 °C et 30 °C, respectivement.

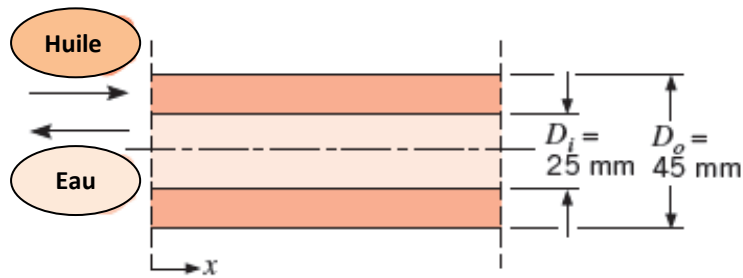
Quelle doit être la longueur du tube si la température de sortie de l'huile est 60 °C ?

On néglige les résistances de la paroi et l'encrassement.

Les propriétés :

Pour l'huile : $c_p = 2131$ J/kg °C, $\mu = 3,25 \cdot 10^{-2}$ N s /m², $k = 0,138$ W/m °C, $Pr = 4,85$.

Pour l'eau : $c_p = 4178$ J/kg °C, $\mu = 725 \cdot 10^{-6}$ N s /m², $k = 0,625$ W/m °C, $Pr = 4,85$.

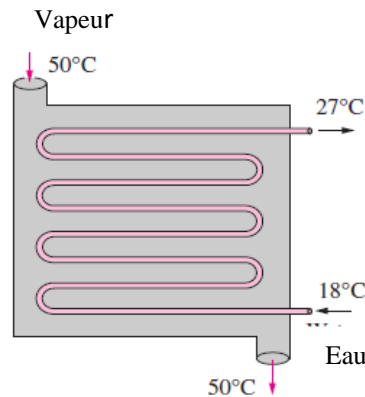


Réponses :

$L=65,7$ m

• **Exercice 4**

Dans une centrale à vapeur, On veut condenser la vapeur dans un condenseur à une température de 50°C avec de l'eau de refroidissement d'un lac qui se trouve à proximité de la centrale, qui entre dans les tubes du condenseur à 18°C et sors à 27°C . La surface des tubes est de 58 m^2 et le coefficient global d'échange est de $2400\text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$. Déterminer le débit massique de l'eau de refroidissement et le débit de condensation de la vapeur dans le condenseur.



On donne : pour la vapeur : $L_v= 2305\text{ kJ /kg}$. Pour l'eau : $c_p= 4180\text{ J/kg }^\circ\text{C}$

Réponses :

$\dot{m}_f = 100,83\text{kg / s}$, $\dot{m}_c = 1,65\text{kg / s}$

• **Exercice 5**

Un échangeur de chaleur tube dans tube à contre-courant est utilisé pour refroidir l'éthylène glycol ($c_p=2560\text{J/kg}^\circ\text{C}$) de 80°C à 40°C qui circule à un débit de $3,5\text{ kg/s}$. Le refroidissement est effectué par l'eau ($c_p = 4180\text{ J/kg }^\circ\text{C}$) qui entre à $20\text{ }^\circ\text{C}$ et sors à $55\text{ }^\circ\text{C}$. Le coefficient global d'échange de chaleur basé sur la surface interne du tube est de $250\text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$. Déterminer :

- 1- Le flux de chaleur échangée,
- 2- Le débit massique de l'eau et
- 3- La surface d'échange.

Réponses :

$$\Phi=358400 \text{ W}, \dot{m}_f = 2,45 \text{ kg / s}, A= 64 \text{ m}^2$$

• **Exercice 6**

Un refroidisseur de l'huile est constitué par des tubes concentriques à contre courant. L'huile circule dans l'espace annulaire et l'eau à l'intérieur du tube. Le débit d'huile à refroidir est de $1 \text{ m}^3/\text{h}$, la température de sortie de l'huile est de 40°C . Le débit d'eau est de 400 l/h . La température d'entrée de l'eau est de 30°C .

Les caractéristiques de l'huile sont : $\rho= 860 \text{ kg/m}^3$, $c_p= 2,076 \text{ kJ/kg }^\circ\text{C}$, $\mu = 5.31 \cdot 10^{-2} \text{ Pa. s}$, $k=0,139 \text{ W/m }^\circ\text{C}$, $Pr= 793$.

Les caractéristiques de l'eau sont : $\rho= 995 \text{ kg/m}^3$, $c_p= 4178 \text{ J/Kg }^\circ\text{C}$, $\mu =6,55 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s}$, $k=0,628 \text{ W/m }^\circ\text{C}$, $Pr=4,34$.

Le tube central est en cuivre de diamètre $d_i= 10 \text{ mm}$ et $d_e=12\text{mm}$, le tube extérieur à un $D_i= 22 \text{ mm}$, $k_{cu}=386 \text{ W/m }^\circ\text{C}$.

Si le flux de chaleur échangée est de $9284,5\text{W}$, calculer :

- 1- L'élévation de température de l'eau
- 2- Les coefficients de convections h_i et h_e
- 3- Le coefficient global d'échange U rapporté à la surface intérieure.
- 4- La surface d'échange A .

Réponses :

$$T_{fs}=50,2^\circ\text{C}, h_i=7563,7 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}, h_e= 78 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}, U= 92,4 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}, A= 10,2\text{m}^2$$

• **Exercice 7**

Calculer la surface d'échange nécessaire à un échangeur constitué de tubes de 25 mm de diamètre extérieure pour refroidir de l'alcool éthylique ($C_p= 3810 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$) de 66°C à 40°C en utilisant un débit d'eau ($C_p=4180 \text{ J/Kg}^\circ\text{C}$) égal à 22680 Kg/h à la température de 10°C et qui sors à 35°C .

Supposer le coefficient d'échange de chaleur U rapporté à la surface extérieure des tubes égal à $488 \text{ kcal/hm}^2^\circ\text{C}$ et considérer chacun des cas suivants :

- 1- Ecoulement parallèle.
- 2- Contre-courant.

- 3- Echangeur multitubulaire avec une passe coté calandre et 8 passes côtés tubes, l'alcool s'écoule dans la calandre et l'eau dans les tubes.

Réponses :

$$A_{cp}= 55 \text{ m}^2, A_{cc}= 38 \text{ m}^2, A_M= 43,2 \text{ m}^2$$

• **Exercice 8**

Un échangeur tubulaire avec une passe côté calandre et quatre passes côtés tubes, est composé de six tubes par passe de 1,2 cm de diamètre intérieur et de 2 m de longueur. 5 kg/s d'eau froide entre dans les tubes à une température de 20°C et sors à 55°C. L'huile qui circule dans la calandre est refroidie de 120°C à 45°C. Calculer le coefficient global d'échange de chaleur de cet échangeur basé sur la surface interne des tubes.

Les chaleurs spécifiques de l'huile et l'eau sont : $c_p=2150\text{J/kg}^\circ\text{C}$ et $c_p=4180 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$, respectivement.

Réponses :

$$U_i= 13792,4 \text{ W/m}^2^\circ\text{C}$$

• **Exercice 9**

Dans un échangeur de chaleur à tubes et calandre, un débit d'eau de 3,783 kg/s est chauffé de 37,78 °C à 54,44 °C dans les tubes. Du côté de la calandre à une passe, l'eau est utilisée comme fluide de chauffage, qui entre avec débit de 1,892 kg/s et une température de 93,33 °C. Le coefficient d'échange global est de 1419 W/m²°C et la vitesse moyenne d'eau dans les tubes de diamètre 1,905 cm est de 0,366 m/s.

En raison de la limitation l'espace occupé par l'échangeur, la longueur de tube ne doit pas être plus longue que 2,438 m.

- Avec cette restriction calculer le nombre de passes coté tube, le nombre de tubes par passe et la longueur des tubes.

Les chaleurs spécifiques de l'eau froide et chaude sont : $C_p= 4180\text{J/kg}^\circ\text{C}$ et $C_p= 4190 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$, respectivement.

Réponses :

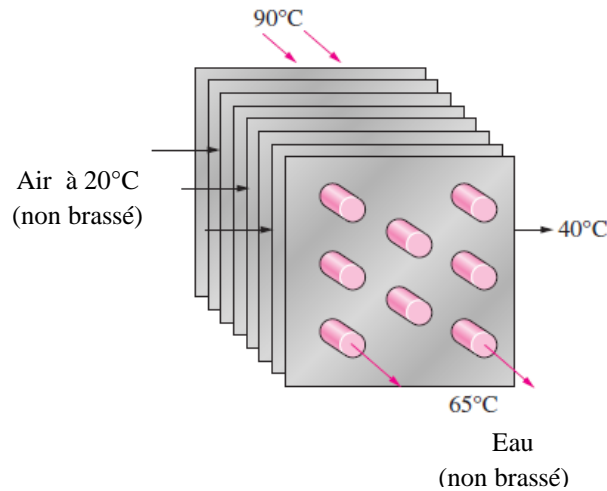
$$N_{t/p}=36, N_p= 2, L=1,64 \text{ m.}$$

• **Exercice 10**

Un essai est effectué pour déterminer le coefficient global d'échange de chaleur dans un radiateur automobile qui est un échangeur à courant croisé eau-air avec les deux fluides non brassés. Le radiateur a 40 tubes de 0,5 cm de diamètre intérieur et de 65cm de longueur dans

une matrice à ailettes. L'eau chaude entre dans les tubes à 90 °C et sors à 65 °C, le débit d'eau est de 0,6 kg/s. L'air qui circule à travers les ailettes espacées est chauffé de 20°C à 40°C. Déterminer le coefficient global de transfert de chaleur U de ce radiateur basé sur la surface interne des tubes.

La chaleur spécifique de l'eau est : $C_p = 4195 \text{ J/ kg } ^\circ\text{C}$



Réponses :

$$U_i = 3505 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

• **Exercice 11**

On désire réchauffer de l'alcool n-butylique de 10 à 66°C en faisant condenser de la vapeur d'eau saturée et au repos à la température de 121°C autour d'un faisceau de tubes horizontal.

Le débit de l'alcool est de 14982 kg/h, les tubes ont un diamètre intérieur de 22,9 mm et extérieur de 25,4 mm.

On néglige l'influence des rangées. On demande de calculer :

- 1- Le débit masse de condensat.
- 2- Le coefficient de condensation h_c et h_i intérieur en adoptant une vitesse de 1,3 m/s dans les tubes.
- 3- Le coefficient global U basé sur la surface externe des tubes, en négligeant la résistance conductrice du tube mais en tenant compte d'un encrassement évalué à $0,0001 \text{ m}^2\text{ }^\circ\text{C/W}$ sur le côté extérieur du tube.
- 4- Le nombre de tubes, la surface d'échange totale, et la longueur des tubes.
- 5- La perte de charge admissible est de 0,8 bars et le coefficient de frottement linéaire est estimé à 0,03. Vérifier si la perte de charge occasionnée coté tube est correcte.

On donne pour l'alcool : $C_p = 2550 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$, $k = 0,17 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$, $\nu = 2,41 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $\rho = 795 \text{ kg/m}^3$, $Pr = 29,5$.

Pour l'eau : $c_{pL}=4240\text{J/kg}^\circ\text{C}$, $k=0,63\text{W/m}^\circ\text{C}$, $\mu_L=2,36 \cdot 10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$, $\rho_L=941\text{kg/m}^3$, $\rho_V=0,6\text{kg/m}^3$, $Pr=1$. $L_V=2200\text{kJ/kg}$, $T_p=115^\circ\text{C}$.

Réponses :

$\dot{m}_c = 0,27\text{kg/s}$, $h_c = 13941\text{W/m}^2^\circ\text{C}$, $h_i = 1241\text{W/m}^2^\circ\text{C}$, $U_e = 1113\text{W/m}^2^\circ\text{C}$, $N_t = 10$,
 $A_e = 6,7\text{m}^2$, $L = 8,4$, $\Delta P = 0,074\text{bar}$

• **Exercice 12**

Un échangeur de chaleur avec 2 passes côté calandre et 2 passes côtés tubes est utilisé pour refroidir de l'huile chaude ($c_p = 2200\text{J/kg}^\circ\text{C}$) avec de l'eau ($c_p = 4180\text{J/kg}^\circ\text{C}$). Le nombre de tubes par passe est 6 et la longueur de chaque tube dans l'échangeur est de 3 m. Les tubes sont en cuivre et sont à paroi mince avec un diamètre de 1,8 cm et le coefficient global de transfert de chaleur est de $340\text{W/m}^2^\circ\text{C}$. L'eau circule dans les tubes à un débit total de $0,1\text{kg/s}$ et l'huile s'écoule dans la calandre à un débit de $0,2\text{kg/s}$. L'eau et l'huile entrent à des températures de 18°C et 160°C , respectivement.

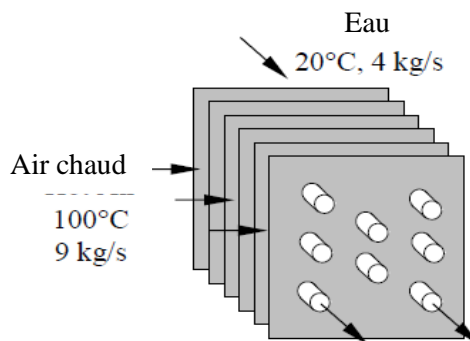
Déterminer le flux de transfert de chaleur dans cet échangeur et les températures de sortie de l'eau et de l'huile.

Réponses :

$\Phi = 36207,2\text{W}$, $T_{fs} = 104,6^\circ\text{C}$, $T_{cs} = 77,7^\circ\text{C}$

• **Exercice 13**

Un échangeur de chaleur à courant croisé (air / eau) avec une efficacité de 0,65 est utilisé pour chauffer l'eau ($c_p = 4180\text{J/kg}^\circ\text{C}$) avec de l'air chaud ($c_p = 1010\text{J/kg}^\circ\text{C}$). L'eau entre dans l'échangeur de chaleur à 20°C avec un débit de 4kg/s , tandis que l'air entre à 100°C avec un débit de 9kg/s . Si le coefficient global de transfert de chaleur rapporté à la surface où circule l'eau est de $260\text{W/m}^2^\circ\text{C}$, déterminez la surface d'échange de cet échangeur. Supposons que les deux fluides sont non brassés.



Réponses :

$A = 52,4\text{m}^2$

• **Exercice 14**

Dans un échangeur de chaleur coaxial à contre-courant, l'eau ($c_p = 4180 \text{ J/ kg } ^\circ\text{C}$) entre dans le tube intérieur de 2,5 cm de diamètre intérieur avec une température de $17 \text{ }^\circ\text{C}$ et un débit de 3 kg/ s . L'eau est chauffée par la condensation de la vapeur à $120 \text{ }^\circ\text{C}$ ($L_v = 2203 \text{ kJ/ kg}$) dans l'espace annulaire entre les deux tubes. Si le coefficient global de transfert de chaleur est de $U_i = 900 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, déterminer la longueur du tube nécessaire pour chauffer l'eau à $80 \text{ }^\circ\text{C}$ en utilisant :

- 1- La méthode DTLM,
- 2- La méthode NUT.

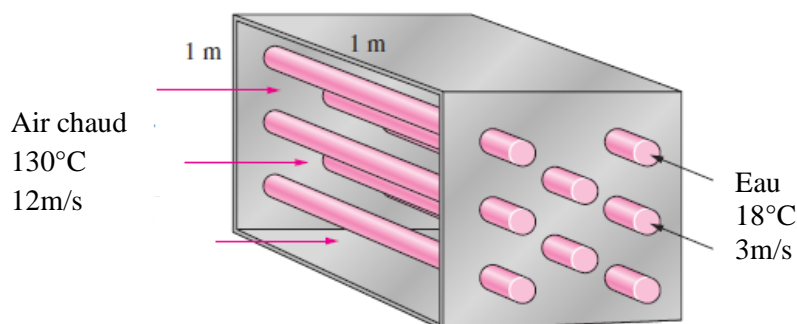
Réponses :

$$L = 167 \text{ m}$$

• **Exercice 15**

Un échangeur de chaleur à courant croisé est constitué de 40 tubes à paroi mince de 1 cm de diamètre englobés dans un canal de section de $1 \text{ m} \times 1 \text{ m}$. Il n'y a pas d'ailettes attachées aux tubes. L'eau froide ($c_p = 4180 \text{ J/ kg } ^\circ\text{C}$) entre dans les tubes à $18 \text{ }^\circ\text{C}$ avec une vitesse moyenne de 3 m/ s , tandis que l'air chaud ($c_p = 1010 \text{ J/ kg } ^\circ\text{C}$) entre dans le canal à $130 \text{ }^\circ\text{C}$ à une vitesse moyenne de 12 m/ s . Si le coefficient global de transfert de chaleur rapporté aux tubes est de $130 \text{ W/ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, déterminez les températures de sortie des deux fluides et le flux de transfert de chaleur.

Propriétés : $\rho_{\text{eau}} = 1000 \text{ kg/m}^3$, $\rho_{\text{air}} = 0,908 \text{ kg/m}^3$



Réponses :

$$\Phi = 18488,3 \text{ W}, T_{\text{fs}} = 18,5 \text{ }^\circ\text{C}, T_{\text{cs}} = 128,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

• **Exercice 16**

On se propose de préchauffer de l'eau pour une chaudière, à partir des gaz sortants d'une cheminée. On donne pour les gaz : $c_p = 0,24 \text{ kcal/ kg } ^\circ\text{C}$, $T_{\text{ce}} = 149 \text{ }^\circ\text{C}$, débit masse = 910 kg/ h .

Pour l'eau : $c_p = 1 \text{ kcal/ kg } ^\circ\text{C}$, $T_{\text{fe}} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{\text{fs}} = 93 \text{ }^\circ\text{C}$, le débit de l'eau = 182 kg/ h .

L'échangeur utilisé est un multitubulaire à une passe côté calandre et 4 passes côtés tubes. L'eau s'écoule à l'intérieur des tubes de cuivre ($k=250\text{kcal/hm}^\circ\text{C}$) de diamètre intérieur $d_i=25,4\text{mm}$ et de diamètre extérieur $d_e=31,5\text{mm}$. On donne le coefficient $h_g=97,6\text{ kcal/hm}^2\text{C}$, $h_{\text{eau}}=976\text{ kcal/hm}^2\text{C}$, l'encrassement côté eau est estimé à $0,002\text{ m}^2\text{ h}^\circ\text{C/kcal}$.

- 1- Calculer le coefficient global rapporté à la surface externe.
- 2- Calculer DTLM et la correction correspondante
- 3- Evaluer la longueur totale des tubes
- 4- Calculer l'efficacité de cet échangeur
- 5- Quelle serait l'augmentation de l'efficacité de cet échangeur si on multipliait le débit d'eau par 2, ce qui provoquerait une augmentation de $h_{\text{eau}}=1560\text{ kcal/hm}^2\text{C}$?

Réponses :

$U_e= 86\text{ W/m}^2\text{C}$, $\text{DTLM}= 43,6\text{ }^\circ\text{C}$, $L= 43,9\text{ m}$, $\varepsilon= 0,58$.

• **Exercice 17**

Dans la sous-station de chauffage collectif d'un immeuble on désire installer un échangeur de chaleur à faisceaux tubulaire et calandre, destiné à porter de 40 à 60°C un débit d'eau de 20000 kg/h . L'eau surchauffé qui circule dans les tubes entre avec une température de 180°C , à raison de 10000 kg/h . les tubes ont un diamètre intérieur $d=20\text{ mm}$; la vitesse d'écoulement adoptée est telle que $\text{Re}=10000$. Le coefficient d'échange global U est estimé à $450\text{ W/m}^2\text{C}$. On admet pour les fluides les propriétés suivantes :

Fluide chaud: $c_p = 4342\text{ J/kg }^\circ\text{C}$, $\rho= 910\text{ kg/m}^3$, $\mu= 1,7\text{ }10^{-4}\text{ Pa.s}$

Fluide froid: $c_p = 4181\text{ J/kg }^\circ\text{C}$, $\rho= 990\text{ kg/m}^3$, $\mu= 5,63\text{ }10^{-4}\text{ Pa.s}$

1. Calculer le flux de chaleur échangé et la température de sortie du fluide chaud.
2. L'échangeur est à contre-courant, avec une seule passe sur chaque fluide, les tubes étant montés en parallèle. En utilisant la méthode NUT déterminé :
 - La surface d'échange nécessaire
 - La vitesse dans les tubes
 - La section totale des tubes
 - Le nombre de tubes
 - La longueur du faisceau

Réponses :

$\Phi= 464927,2\text{ W}$, $T_{\text{cs}}= 141,5\text{ }^\circ\text{C}$, $A=9,4\text{ m}^2$, $v= 0,093\text{ m/s}$, $S= 0,033\text{ m}^2$, $N_t=105$, $L= 1,42\text{ m}$.

Chapitre IV : Technologie des échangeurs tubulaires

IV.1 Introduction

Les échangeurs de chaleur à faisceau de tubes et calandre sont parmi les types d'échangeurs les plus répandus en raison de la flexibilité dont dispose le fabricant pour permettre une large gamme de pressions et de températures. Les échangeurs à tubes et calandre sont notamment utilisés dans l'industrie pétrochimique qui sont conçus en respectant les normes TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), ce type d'échangeurs sont utilisés aussi dans l'industrie électrique tels que les réchauffeurs d'eau des réseaux de chauffage urbains et les condenseurs de centrales électriques.

IV.2 Jargon utilisé

Réfrigérant (*cooler*) : il refroidit un liquide ou un gaz par circulation d'un fluide auxiliaire, généralement de l'eau.

Chiller : il refroidit un fluide de procédé par évaporation d'un fluide frigorigène (ou par de l'eau réfrigérée).

Préchauffeur (*preheater*) : il préchauffe un fluide de procédé par la vapeur d'eau ou un fluide chaud.

Réchauffeur (*heater*) : il réchauffe également un fluide de procédé mais le terme s'emploie surtout pour désigner l'appareil qui réchauffe un produit stocké généralement pour assurer sa pompabilité.

Économiseur (*economizer*) : ce terme est plutôt réservé au serpentin permettant la préchauffe de l'eau d'alimentation des chaudières par les fumées.

Surchauffeur (*superheater*) : il augmente la température d'une vapeur au-delà de sa température de vaporisation.

Condenseur (*condenser*) : il assure la condensation totale ou partielle de vapeur par circulation d'eau ou d'un fluide de procédé suffisamment froid.

Aérocondenseur : il a la même fonction que le précédent en utilisant l'air comme fluide froid.

Subcooler : il assure simultanément la condensation de vapeur et le refroidissement des condensats généralement par circulation d'eau.

Vaporiseur (*vaporizer*) : il assure la vaporisation totale ou partielle d'un liquide de procédé, l'apport de chaleur étant fait par de la vapeur d'eau ou un fluide chaud d'un procédé.

Rebouilleur (*reboiler*) : il vaporise une partie des produits de fonds de colonnes pour les renvoyer au fractionnement.

Générateur de vapeur (*steam generator*) : il produit de la vapeur par récupération de chaleur sensible contenue dans les fluides de procédés, des fumées de fours ou par les produits de combustion de gaz (*Waste heat recovery*)

Évaporateur (*evaporator*) : terme plutôt utilisé pour désigner l'appareil qui concentre des solutions aqueuses par évaporation d'eau ; cependant il peut désigner aussi un vaporiseur et un chiller.

IV.3 Construction des échangeurs de chaleurs tubulaires

IV.3.1 Principe de fonctionnement

L'échangeur est constitué d'un faisceau de tubes monté sur deux plaques tubulaires, se trouvant à l'intérieur d'une calandre. L'un des fluides circule à l'intérieur des tubes et l'autre dans la calandre, autour des tubes. A l'intérieur de la calandre sont rajoutés des chicanes afin d'influencer l'écoulement du fluide dans la calandre. Cela permet d'améliorer le transfert de chaleur et de maintenir un espacement uniforme entre les tubes.

Les chambres de distribution et de retour sont fixées aux extrémités du faisceau. Ils assurent la circulation du fluide à l'intérieur du faisceau en une ou plusieurs passes.

La calandre est aussi munie de tubulures d'entrée et de sortie pour le fluide qui circule à l'extérieur des tubes.

Le schéma de principe ci-dessous représente un échangeur avec deux passe côtés tubes et une passe côté calandre.

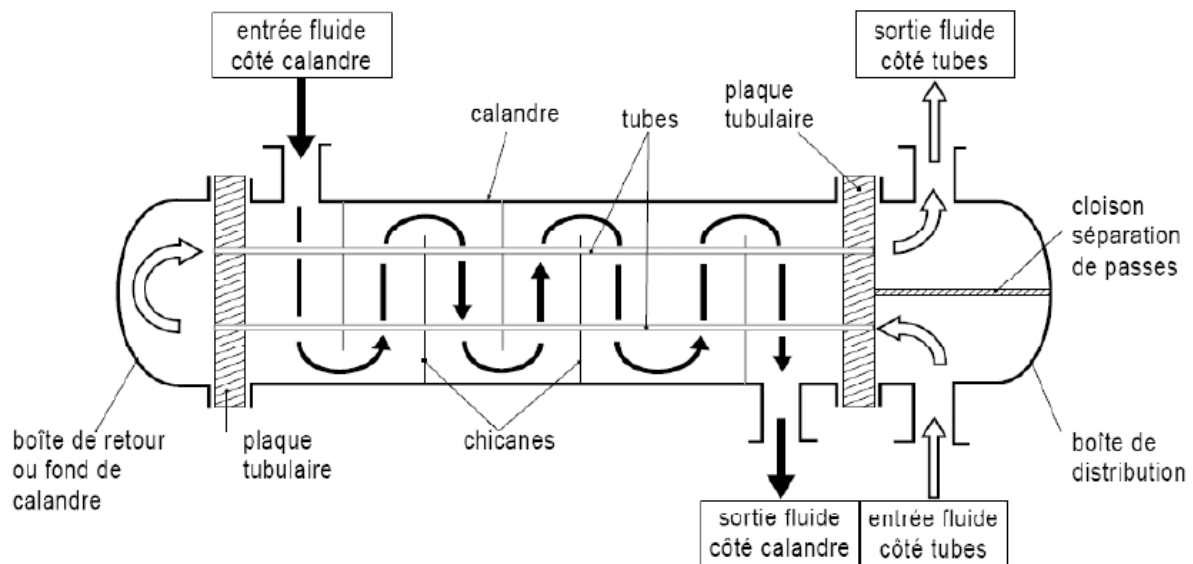


Figure IV.I : Echangeur multitubulaire à tubes et calandre (1-2).

Côté tube, le fluide pénètre dans la boîte de distribution par la tubulure inférieure. Une plaque de séparation de passe force son passage dans environ la moitié des tubes du faisceau. À l'autre extrémité du faisceau, le fluide est dirigé par la boîte de retour dans les tubes au-dessus de la plaque de séparation de passe avant de sortir par la tubulure supérieure de la boîte de distribution.

Côté calandre, le fluide se dirige d'une extrémité à l'autre, son cheminement étant allongé par des chicanes transversales qui le forcent à s'écouler perpendiculairement à l'axe des tubes.

L'échangeur multitubulaire se compose de quatre parties principales :

- **Boîte de distribution** : c'est là que le fluide pénètre dans le côté tube de l'échangeur.
- **Boîte de retour (fond de calandre)** : c'est là que le fluide côté tube quitte l'échangeur ou où il est renvoyé vers la boîte de distribution dans les échangeurs à plusieurs passages côté tube.
- **Faisceau de tubes** : il comprend les tubes, les plaques tubulaires, les chicanes et les tubulures, etc..
- **Calandre** : elle contient le faisceau de tubes.

IV.3.2 Types d'échangeurs de chaleur selon la norme TEMA

TEMA est une association commerciale des principaux fabricants des échangeurs à Tubes et calandre qui ont été les pionniers de la recherche et du développement depuis plus de

60 ans. Les normes TEMA ont obtenu l'acceptation dans le monde entier comme une autorité sur la conception mécanique des échangeurs à tube et calandre.

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

Le TEMA propose de construire un nombre limité de type distributeurs, de calandre et defond de calandres. La combinaison des trois éléments pouvant réaliser un type d'échangeur. Quelques exemples de types d'échangeurs TEMA sont représentés sur le tableau au- dessous. On remarque que le nombre de combinaisons est important malgré l'impossibilité de certaines. Il vient qu'un échangeur du type TEMA sera désigné par trois lettres représentant les trois éléments. Ainsi, un échangeur du type AKU est un échangeur qui possède un distributeur avec un fond démontable, une calandre du type bouilleur et un faisceau de tubes en U.

Les échangeurs de chaleur type TEMA sont construits selon trois classes de norme mécaniques R, C et B, reflétant une conception acceptable pour diverses applications de services précisent la conception, la fabrication et les matériaux utilisés.

- R: pour les exigences généralement sévères, l'industrie pétrolière et d'autres applications de traitement semblables.
- B: pour le service de traitement chimique.
- C: pour les exigences des applications de processus commerciaux et généraux.

Il existe plusieurs types d'échangeurs de chaleurs à tubes et calandre. Les principaux types d'échangeurs tubulaires sont représentés dans la figure IV.1.

Il existe essentiellement trois combinaisons principales :

- **Échangeur à plaque tubulaire fixe** : Le type le plus simple et le plus économique des échangeurs tubulaires est le modèle à plaque tubulaire fixe (type TEMA : BEM). Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre. Les principaux inconvénients de ce type sont que le faisceau tubulaire ne peut pas être retiré pour le nettoyage et qu'il n'y a pas de dilatation sous l'effet des contraintes thermiques. L'utilisation de ce type est limitée à des différences de température allant jusqu'à environ 80°C.

- **Échangeur à tubes en U :** L'échangeur tubulaire en U requiert une attention particulière en raison de sa large utilisation industrielle. D'autant plus que pour des configurations de calandre plus complexes, on retrouve la configuration de tubes en U spécifique à chaque calandre (exemple : type BEU). Le faisceau est constitué de tubes coudés en forme d'épingle, il n'est donc porté que par une seule plaque tubulaire. Cette configuration de tubes assure la simplicité de fabrication, la bonne efficacité d'échange et un minimum de pertes de charge, mais dont l'utilisation est limitée à des fluides relativement propres, car les tubes et le faisceau sont difficiles à nettoyer.
- **Echangeur de chaleur à boîte flottante :** L'une des plaques tubulaires est fixe, bloquée entre les brides de la calandre et de la boîte de distribution. La seconde plaque, d'un diamètre inférieur, porte la boîte de retour et peut coulisser librement à l'intérieur du capot qui ferme la calandre. Ces appareils permettent l'expansion thermique du faisceau ainsi que son nettoyage mécanique, constituent la presque totalité des échangeurs utilisées en raffinerie

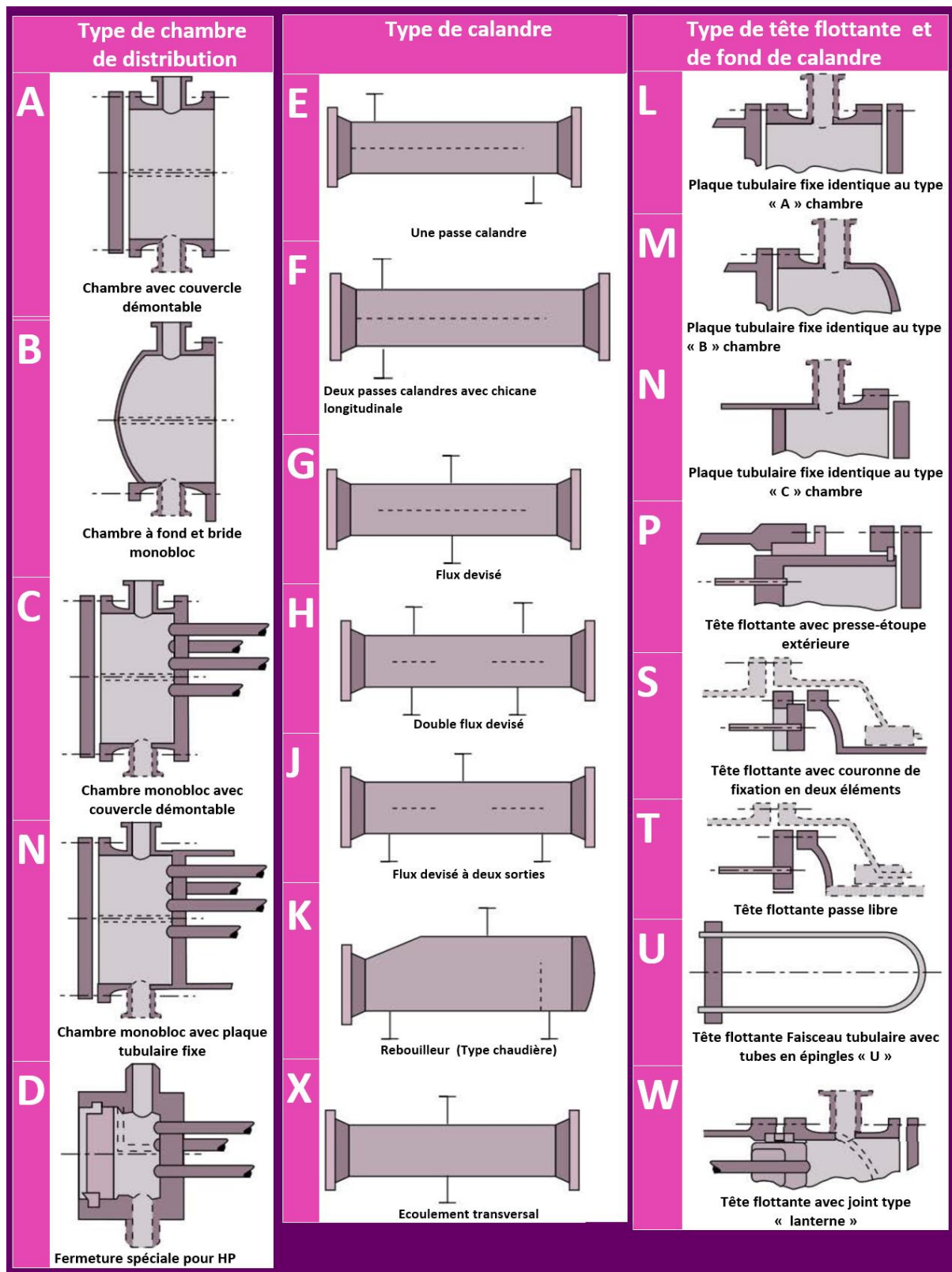


Figure IV.2: Différentes désignations des extrémités et de calandres des échangeurs tubulaires selon TEMA.

IV.3.3 Choix du type de boîte distribution

- **Type A : boîte de distribution avec couvercle démontable**

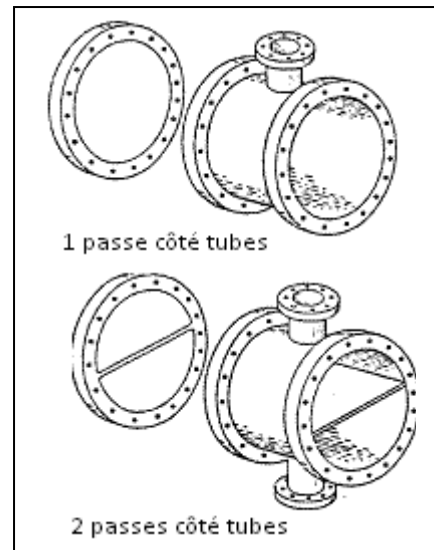
Ce type d'en-tête est facile à réparer et à remplacer. Il donne également accès aux tubes pour le nettoyage ou la réparation sans avoir à perturber la tuyauterie.

Cependant Il possède deux joints (un entre la plaque tubulaire fixe et la boîte et l'autre entre la boîte et le couvercle plat).

Cela augmente le risque de fuites, en particulier dans le cas de fluide sous haute pression et (ou) haute température

Le coût de ce type est plus élevé que celui du type B.

Ils sont couramment utilisés pour leurs facilités de maintenance dans le cas de fluides sales (encrassants).

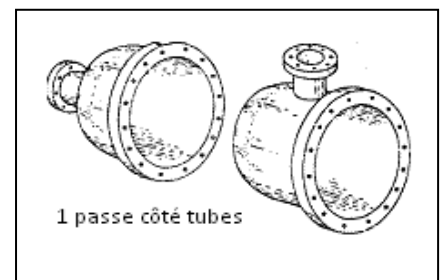


- **Type B : Tête avec fond soudé (Integral cover)**

C'est le type de chambre est le moins cher. Il est plus adapté que la boîte de distribution de type A pour les applications à haute pression car le collecteur n'a qu'un seul joint entre la chambre de distribution et la plaque tubulaire fixe, ce qui diminue aussi le risque de fuites. Le fond elliptique ou sphérique résiste mieux à la pression que le fond plat.

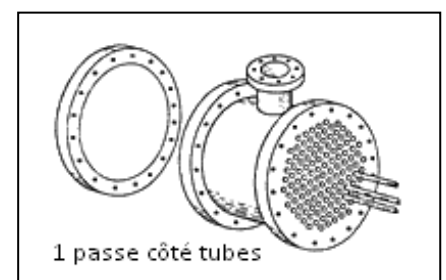
L'usage de ce type est réservé aux produits propres car l'accès à l'intérieur des tubes pour le nettoyage demande le démontage de la boîte de distribution, du joint et de la tuyauteries côté tubes.

Il est généralement associé à l'utilisation d'un faisceau de tubes en U.



- **Type C : à couvercle et faisceau démontables.**

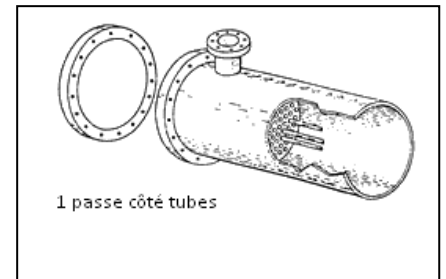
La chambre de distribution est solidaire à la plaque tubulaire à couvercle et faisceau démontables. Cette solution supprime le joint entre la chambre de distribution et la plaque tubulaire ce qui permet de réduire les risques de fuite vers l'extérieur, mais il est difficile à nettoyer et à remplacer car le faisceau de tubes fait partie intégrante



de la chambre de distribution.

- **Type N : à plaque fixe et couvercle démontable.**

La chambre de distribution est solidaire à la plaque tubulaire et couvercle démontable. Comme les autres couvercles à fond plat il est moins bien adapté à la pression élevée que le fond bombé. Cependant, la liaison entre la chambre de distribution et plaque tubulaire est plus simple (pas de bride) donc le coût est plus faible.



Les chambres de distribution intégrées à une plaque tubulaire avec couvercle démontable (Types C et N) sont généralement qu'associés aux fonds de calandre types L, M, N pour réaliser des échangeurs à plaques tubulaires fixes. Ils sont peu fréquemment utilisés en raffinage on les trouve plus souvent dans les industries chimiques et pharmaceutiques.

- **Type D: Chambre de distribution spéciale pour haute pression**

La chambre de distribution est constituée par une pièce forgée massive ou mécano-soudée. Le couvercle demande un dispositif spécial de fermeture (par verrouillage ou tiges filetées, etc ...) à étudier selon le niveau de pression. C'est le type de boîte le plus cher. Il est destiné aux applications à haute pression (>100 bar).

IV.3.4 Choix du type de calandre

Type E : il s'agit du type de calandre le plus couramment utilisé, adapté à la plupart des applications. La calandre est munie d'une tubulure à chaque extrémité. Les autres types de calandre ne sont généralement utilisés que pour des applications spéciales.

Type F : Ce type de calandre permet de réaliser une circulation à contre-courant pur dans le cas de 2 passes côté tubes. Les deux passes étant séparées par une chicane longitudinale. Le principal problème de ce type d'unité est les fuites entre cette chicane longitudinale et la calandre à moins que des précautions particulières ne soient prises. L'implantation de ce type peut être plus facile et moins coûteux que pour 2 échangeurs plus petits.

Autres types de calandre

Les autres types de calandre cités ci dessous sont utilisés pour limiter les pertes de charge côté calandre.

Type G : L'écoulement du fluide côté calandre est fractionné en 2 flux (split flow) en parallèle. Ces dispositions sont utilisées dans le cas de perte de charge autorisée faible côté calandre (par exemple 0,05 bar) en présence de forts débits et (ou) d'un changement de phase.

Exemples : rebouilleurs à thermosiphon, condenseurs, surchauffeurs de vapeur à l'entrée d'un compresseur, etc ..

Type H : L'écoulement du fluide côté calandre est séparé en 4 flux (double split flow) en parallèle. Il est utilisé pour des applications similaires que le type G mais tend à être utilisé lorsque des unités plus grandes sont nécessaires.

Type J : Par une entrée et deux sorties il permet une distribution de deux flux à l'intérieur de la calandre. Il est utilisé lorsque la chute de pression maximale est dépassée dans une calandre de type E. L'écoulement divisé sur le côté calandre réduit les vitesses d'écoulement sur les tubes et réduit ainsi les risques d'érosion et de vibration des tubes. Lorsqu'il y a deux entrées et une sortie, on parle d'une calandre de **type I**.

Le type J à l'avantage d'être utilisé dans le cas de variation importante du débit volumique entre l'entrée et la sortie, ce qui se produit lors d'un changement de phase.

Type K : Le Rebouilleur, type kettle, reçoit le liquide à vaporiser en fond de calandre et grâce à un déversoir situé dans la calandre à l'extrémité du faisceau de tubes maintient un niveau liquide au-dessus du faisceau. La rangée supérieure de tubes n'est pas à une hauteur supérieure à plus de 60% du diamètre de calandre pour laisser un volume suffisant pour l'échappement des vapeurs et éviter des entraînements de liquide.

Il permet un dégagement de vapeur à gros débit et sans entraînement de liquide et s'impose pratiquement dès que la fraction vaporisée exigée est de l'ordre de 30 à 40 %
Il permet de soutirer la phase liquide (en équilibre avec la vapeur générée) sous contrôle de niveau.

Type X : Il est utilisé si la chute de pression maximale côté calandre est dépassée par les autres types de calandre. Ce type permet de réaliser des flux à courant croisé, l'écoulement se faisant perpendiculairement au faisceau entre 2 chicances transversales consécutives solidaires du faisceau. Pour obtenir une bonne distribution dans chaque espace entre cloisons il faut un dispositif de répartition élaboré et coûteux.

Ce type est généralement appliqué pour des services à très basse pression d'opération du fluide côté calandre. Exemples : réfrigérants de gaz à basse pression, condenseurs sous vide en aval de turbines, etc ...

IV.3.5 Choix du type de fond de calandre

- **Type L, M et N :**

Ces types caractérisent les échangeurs à plaques tubulaires fixes, la calandre étant soudée sur les plaques tubulaires.

Le principal inconvénient est qu'un soufflet ou un rouleau de dilatation sont nécessaires pour permettre des dilatations thermiques importantes, ce qui limite la température et la pression de fonctionnement autorisées.

Ils présentent aussi des inconvénients cités précédemment à propos des chambres de distribution de types B, C et N afin d'accéder aux tubes pour nettoyage, en particulier, pour le type M, le démontage est difficile pour l'accès à l'intérieur des tubes. Dans le cas des types L et N le démontage du couvercle est moins difficile pour accéder aux tubes.

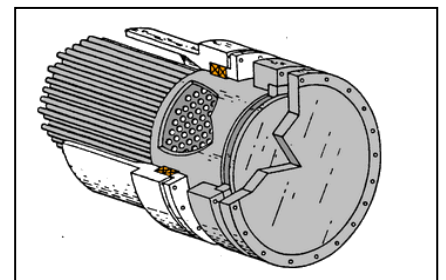
Ces types sont moins chers que les têtes flottantes (présentées plus loin), le type N étant le meilleur marché.

- **Type P : fond flottant (ou Tête flottante) avec presse-étoupe extérieur**

Le fond de calandre soudé sur la plaque tubulaire peut coulisser dans la calandre. L'étanchéité est assurée par un presse-étoupe ; le boîtier est solidaire à la calandre et la garniture est sur la virole.

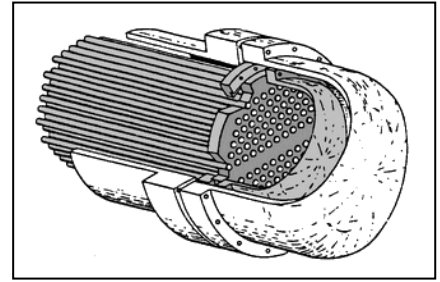
Il s'agit d'une conception qui permet d'accéder à l'intérieur des tubes et permet également de retirer le faisceau pour le nettoyage. Les principaux problèmes avec ce type sont :

- Le grand jeu qui existe entre le faisceau et la calandre nécessaires pour extraire le faisceau,
- Il est limité aux fluides non dangereux à basse pression, car il est possible que le fluide côté virole fuie par les bagues de garniture,
- Pression et température doivent rester inférieures respectivement à 40 bars et 300°C.



- **Type S : Fond flottant avec anneau démontable (split ring)**

Le couvercle de fond flottant est maintenu en place sur la plaque tubulaire flottante à l'aide d'une contrebride en deux parties et assemblage par boulonnerie. Il supporte des conditions opératoires de pression et de température plus sévères que celles autorisées par le type P. cependant le joint entre la tête flottante et la plaque tubulaire étant intérieur, toute



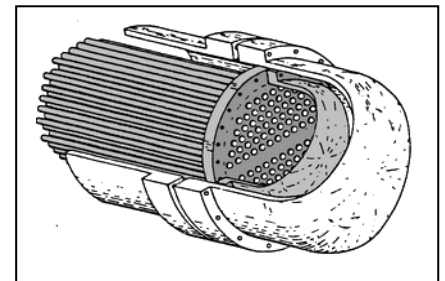
fuite est invisible. L'étanchéité est difficile à assurer dans le cas de forte pression ; elle exige une portée de joint et une boulonnerie importante.

L'extraction du faisceau oblige le démontage du fond de calandre et du fond de la tête flottante.

Le type S est très fréquemment utilisé. Toutefois, il s'agit d'une solution la plus cher parmi les autres types à tête flottante

- **Type T : Tête flottante à passage direct**

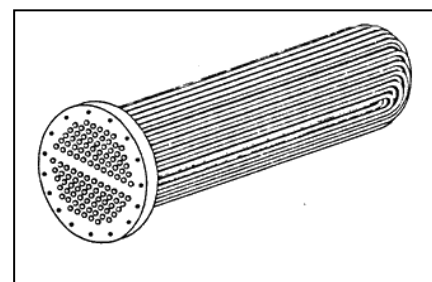
Le fond de tête flottante est boulonné directement sur la plaque tubulaire en assurant le serrage du joint. Contrairement au type S, il permet l'extraction du faisceau sans démontage du fond de calandre (Les inconvénients de la contrebride sont éliminés) ce qui est intéressant dans le cas de produits sales nécessitant des nettoyages fréquents et plus particulièrement si pour des raisons d'accessibilité le démontage ne peut se faire que du côté de la plaque tubulaire fixe. En revanche, Il ne peut pas contenir autant de tubes pour un même diamètre de calandre que le type S.



- **Type U : Faisceau à tubes en U**

Les faisceau à tubes en U sont constituées de tubes cintrés ou de 2 tubes droits parallèles raccordés par des coudes soudés. C'est le type le moins chère de toutes les conceptions de faisceaux démontables.

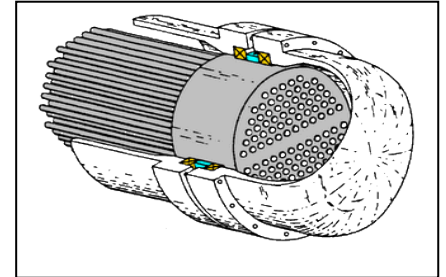
Ce type est utilisé pour les moyennes et hautes pressions (jusqu'à 200 bars) et les hautes températures ainsi que dans



le cas où l'étanchéité est importante (une seule plaque tubulaire).
Exemples : vapeur d'eau côté tubes, rebouilleurs Kettle, échangeurs charge-effluent.

- **Type W : Fond flottant avec presse-étoupe extérieur à détecteur de fuite**

Une double garniture séparée par un anneau lanterne est montée sur la plaque tubulaire. Les boîtiers sont constitués par la calandre et le fond. Toute fuite éventuelle est détectable au niveau des trous de l'anneau lanterne.



Les utilisations du type W sont peu fréquentes car l'étanchéité est imparfaite et cette solution ne peut être envisagée que pour des conditions peu sévères de température et de pression et des produits non toxiques et ininflammables.

IV.4 Méthode kern de dimensionnement des échangeurs tubulaires

L'échangeur le plus utilisé dans l'industrie est à tubes et calandre et cela pour différentes conditions de service. Il est constitué de trois parties principales : les tubes, la calandre et les collecteurs (boîtes) d'entrée et de sortie des fluides.

Le calcul de ces échangeurs dépend, de différents auteurs et de leurs utilisations : monophasique, condensation, évaporation, etc.

Dans ce cours on a adopté la méthode de KERN, qui se base sur un coefficient global d'échange de chaleur U constant, les propriétés thermodynamiques des fluides sont prises à des températures moyennes que l'on déterminera.

Données :

- Données : Débit du fluide chaud et du fluide froid.
- Température d'entrée et de sortie de l'un des deux fluides.
- Température d'entrée du second fluide.
- Pression d'entrée des deux fluides.
- Pertes de charge admissibles pour les deux fluides.
- Natures des deux fluides.

IV.4.1 Les étapes de la méthode Kern

Les étapes de calculs sont énumérées ci-dessous :

1. Calcul de la quantité de chaleur échangée.

$$\Phi = \dot{m}_f c_{p_f} (T_{f_s} - T_{f_e}) = \dot{m}_c c_{p_c} (T_{c_e} - T_{c_s}) \quad (\text{IV.1})$$

2. Calcul de la Différence de Températures Logarithmiques Moyennes (DTLM)

Cet écart de température est calculé pour un écoulement à contre-courant :

$$DTLM = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}\right)} \quad (IV.2)$$

3. Calcul du facteur de correction F.**4. Déterminations des propriétés physiques des fluides.**

Les propriétés physiques sont généralement évaluées à la température moyenne du fluide.

$$\text{Pour le fluide chaud } T_{mc} = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2}$$

$$\text{Pour le fluide froid } T_{mf} = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2}$$

5. Choisir l'ordre de passage des fluides.

Côtés tubes :

- L'eau de refroidissement
- Le fluide le plus corrosif (le remplacement des tubes coûte moins cher que celui de la calandre).
- Le fluide le plus sale (il est plus simple de nettoyer l'intérieur des tubes que le faisceau à l'extérieur).
- Le fluide le moins visqueux (le fluide plus visqueux est plus approprié pour le côté calandre, zone de passage plus grande et donc une chute de pression plus faible).
- Le fluide sous haute pression.
- Le liquide de moindre débit volumique.
- Le fluide soumis au moindre écart de température (Pour limiter les problèmes de dilatation thermique et cela dans le cas où l'écart de température entre l'entrée et la sortie dépasserait 100°C, il faut mettre le fluide chaud du côté de la calandre).

6. A cette étape on choisit en première approche un coefficient global d'échange U. Ce choix est généralement guidé par l'expérience. Il existe dans la littérature pour divers couples de fluides des valeurs obtenues pour U. On peut aussi faire au départ un calcul approché à partir d'une géométrie d'échangeur simple.

7. Première détermination de la surface A de l'échangeur, grâce au U choisi.

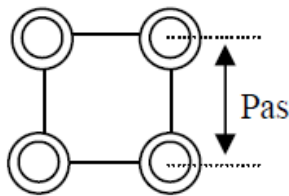
8. Détermination de la géométrie de l'échangeur en première approximation.

9. Détermination des caractéristiques de l'échangeur :

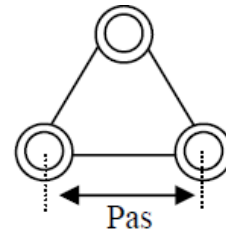
Côtés tubes :

- Matériau : est choisi en fonction de la nature corrosive du fluide et de la pression. L'épaisseur du tube est caractérisée par sa jauge (couramment BWG), elle est choisie comme étant la valeur supérieure la plus proche à celle que donnent les calculs.
- Diamètre du tube : selon la vitesse du fluide désiré (les écoulements sont toujours turbulents pour un bon coefficient d'échange convectif).
- Longueur : Satisfaire à la surface d'échange. En fait la longueur et le nombre de tubes sont évalués simultanément.
- Disposition des tubes : En carré pour faciliter le nettoyage, en quinconce pour une meilleure compacité. Un espacement minimum doit être respecté, TEMA propose un pas pour une disposition triangulaire ou carrée de :

$$P = 1,25 \times d_e \tag{IV.3}$$



Disposition carrée



Disposition triangulaire

Côté calandre :

- On calcule le diamètre du faisceau tubulaire par la formule empirique suivante :

$$D_f = d_e \left(\frac{N_t}{K} \right)^{1/n} \tag{IV.4}$$

Avec :

D_f : Diamètre de faisceau tubulaire en (mm)

K, n : constantes expérimentales dont les valeurs sont standardisées en fonction du nombre de passes, de la configuration et pas tubulaires

Nombre de passes	1	2	4	6	8
K	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Tableau IV.1 : Les valeurs de K et n suivant le pas tubulaire triangulaire et le nombre de passes.

Nombre de passe	1	2	4	6	8
K	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Tableau IV.2 : Les valeurs de K et n suivant le pas carré et le nombre de passes.

- Le diamètre de la calandre :

Le diamètre de la calandre doit être choisi de sorte à épouser parfaitement la taille du faisceau tubulaire ce qui permettra d'éviter les chemins préférentiels du fluide dans la calandre. L'espacement entre l'extrémité du faisceau tubulaire et la calandre est un paramètre important. En plus de son utilité dans l'écoulement externe (côté calandre), il permet en pratique, de faciliter le démontage et l'isolation de la calandre. L'espacement standardisé entre faisceau tubulaire et calandre est présenté dans la figure 5.1, qui dépend du type de l'échangeur, du diamètre, du faisceau tubulaire et de la configuration des boîtes de jonction.

$$D_c = D_f + cst \quad (IV.5)$$

Avec :

D_c : Diamètre de la calandre (mm)

cst : L'espacement entre faisceau tubulaire et calandre en fonction du type de boîte de retour, du diamètre, du faisceau tubulaire et de la configuration des boîtes de jonction.

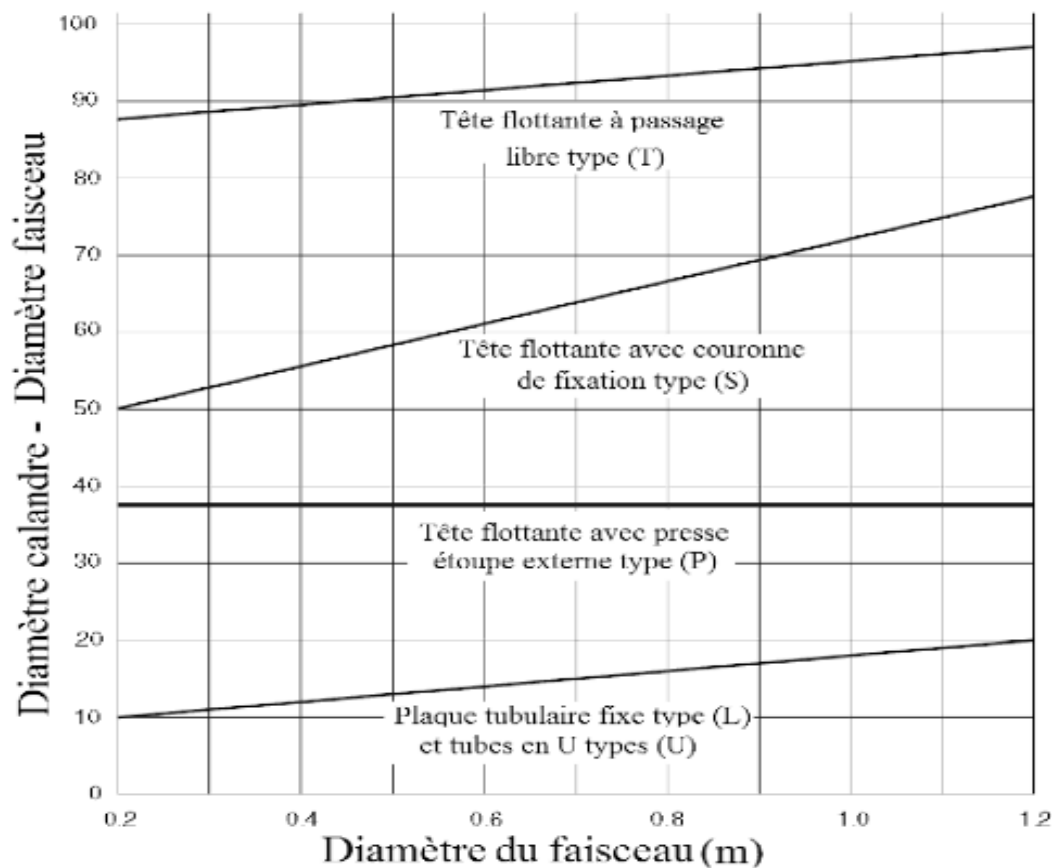


Figure IV.3 : L'espacement standardisé entre faisceau tubulaire et calandre en fonction du type de boîte de jonction et de diamètre de faisceau tubulaire.

- Calcul du nombre de chicanes : Le terme *buffle cut* ou le découpage (F) des chicanes est utilisé pour spécifier la géométrie de la chicane, il désigne le degré d'ouverture des segments. On choisit le découpage (F) de la chicane (25%) étant un découpage recommandé, ce qui permet de calculer la section de passage laissée libre.
- L'espacement entre chicanes (E_c) : les valeurs standardisées de l'espacement entre chicanes varient de 0,2 jusqu'à 1 fois le diamètre de la calandre. L'optimum est généralement trouvé entre 0,2 et 0,5 fois diamètre de calandre.

Le nombre de chicane est donné par cette formule :

$$N_{chicanes} = \frac{\text{longueur des tubes}}{\text{Espacement entre chicanes}} - 1 \quad (\text{IV.6})$$

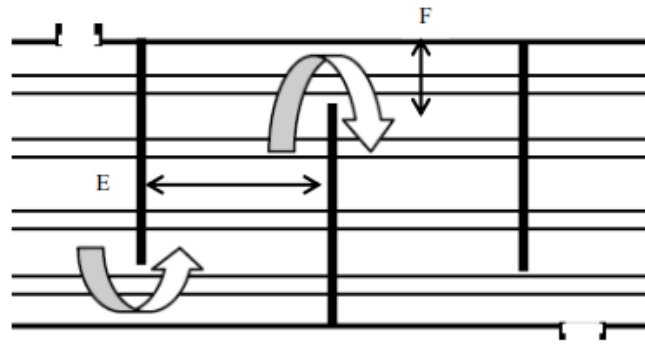


Figure IV.4: Echangeur avec espacement entre chicanes (E_c) et découpage(F).

10. Calcul des coefficients de convection :

Côté tubes :

- Pour le calcul du coefficient de convection dans les tubes plusieurs corrélations sont utilisables. Pour un écoulement turbulent à l'intérieur de tubes de section transversale uniforme le coefficient de convection est généralement corrélé par une équation de la forme :

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_{f,t}} = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0,14} \quad (IV.7)$$

Où :

$\left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0,14}$: Terme correctif de la viscosité dynamique

Avec :

Le nombre de Reynolds : $Re = \frac{d_i G_f}{\mu}$

La section de passage : $a_t = \frac{N_t}{N_p} * \frac{\pi d_i^2}{4}$

La vitesse massique : $G_f = \frac{\dot{m}_f}{a_t}$

- ✓ Le coefficient de convection peut être corrélé en termes de facteur j_h de transfert de chaleur, qui est similaire au facteur de friction utilisé pour la perte de charge. L'utilisation du facteur j_h permet de représenter les données des écoulements laminaire et turbulent sur le même graphique. Les valeurs j_h obtenues à partir de la figure 5.3 peuvent être utilisées avec l'équation ci-dessous pour estimer le coefficient de convection côté tubes de l'échangeur de chaleur.

$$Nu = j_h * Re * Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0,14} \quad (IV.8)$$

Où :

j_h : facteur de transfert de chaleur évalué à partir de l'abaque de j_h - tubes illustré ci-après.

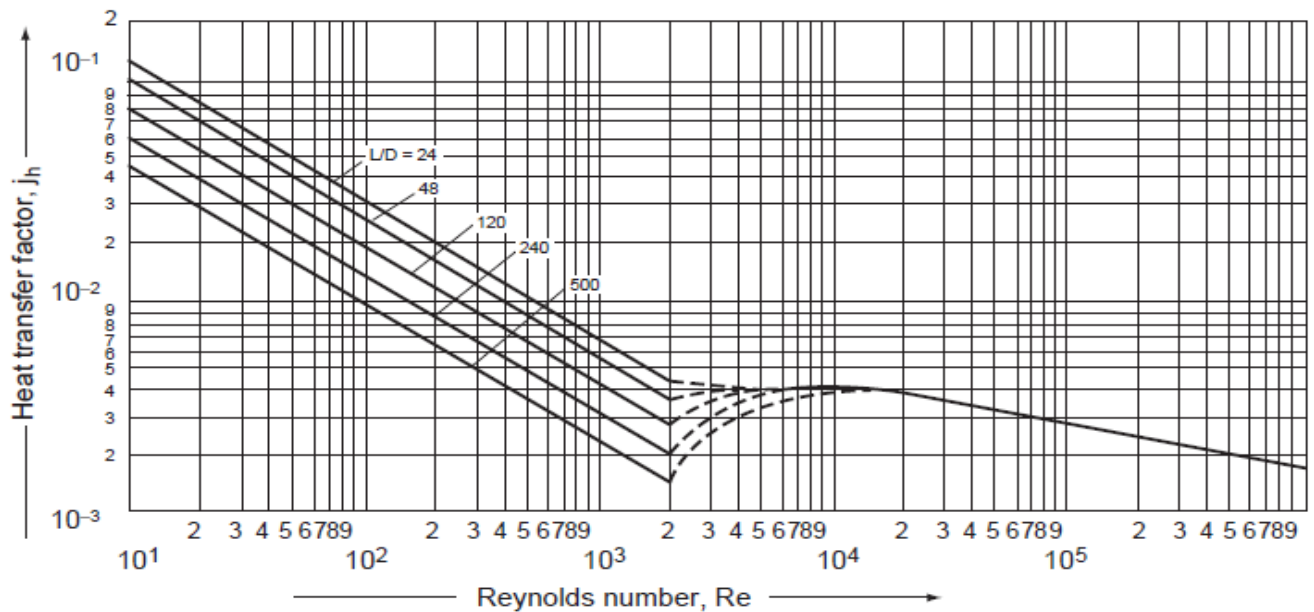


Figure IV.5 : Facteur de transfert de chaleur j_h côté tube.

Côté calandre :

- Pour calculer le coefficient de convection côté calandre il est possible d'utiliser la corrélation suivante :

$$Nu = \frac{h_e D_h}{k_{f,c}} = 0.36 Re_D^{0.55} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0.14} \quad (IV.9)$$

✓ On peut utiliser le facteur j_h côté calandre dans cette méthode, qui se montre plus précise pour le calcul du coefficient de convection pour les échangeurs de chaleur. Ce facteur est donné dans la figure 5.4, pour différents découpages de chicanes et disposition de tubes.

Le coefficient de convection côté calandre de l'échangeur de chaleur est obtenu à partir de la relation donnée précédemment :

$$Nu = j_h * Re * Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0.14} \quad (IV.10)$$

Avec :

Le nombre de Reynolds : $Re = \frac{d_h G_c}{\mu}$

La vitesse massique : $G_c = \frac{\dot{m}_c}{a_c}$

La section de passage : $a_c = \frac{(P-d_e)}{p} \times D_c \times E_c$

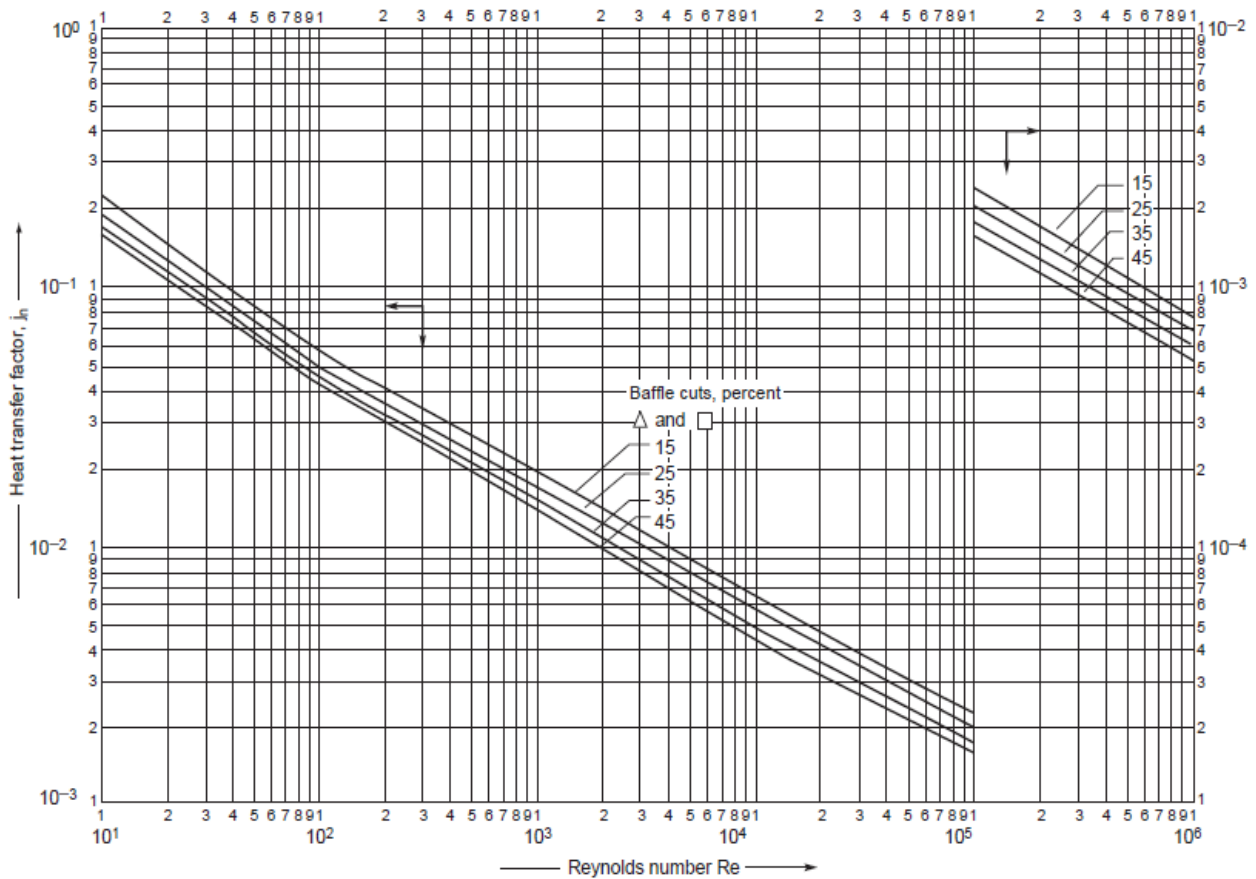


Figure IV.6 : Facteur de transfert de chaleur j_h côté calandre.

✓ Calcul du diamètre hydraulique (d_h) de la calandre

Le diamètre hydraulique de la calandre est en fonction de la configuration des tubes :

- Le pas carré :

$$d = \frac{4S_M}{P_M} = \frac{4 \left(\frac{P^2 - \pi d_e^2}{4} \right)}{\pi d_e} = \frac{1,27}{d_e} \left(P^2 - 0,785 d_e^2 \right) \quad (IV.11)$$

- Le pas triangulaire :

$$d_h = \frac{4S_M}{P_M} = \frac{4 \left(\frac{0,87 P^2 - \frac{1}{2} \pi d_e^2}{2} \right)}{\frac{1}{2} \pi d_e^2} = \frac{1,10}{d_e} \left(P^2 - 0,917 d_e^2 \right) \quad (IV.12)$$

11. Calcul du coefficient global d'échange

✓ Le coefficient d'échange global d'un échangeur à faisceaux et calandre basé sur la surface d'échange externe en tenant compte des encrassements occasionnés par les deux fluides s'écrit suivant la formule :

$$U_e = \frac{1}{\frac{d_e}{h_i d_i} + \frac{d_e \ln \frac{d_e}{d_i}}{2k} + \frac{1}{h_e} + \frac{d_e R_{fi}}{d_i} + R_{fe}} \quad (IV.13)$$

✓ Comparaison avec la valeur adoptée (ou calculée) en première approximation.

$$\varepsilon = \frac{|U^{n+1} - U^n|}{U^{n+1}} \quad (\text{IV.14})$$

Si la différence relative ε est disant inférieure à 30%, on peut estimer que le coefficient adopté est bon, la géométrie sera acceptée, sinon on utilisera le nouveau U et on refera une nouvelle itération. On peut vérifier, en faisant la différence entre U_p et U de la précédente itération que la résistance totale d'encrassement est bien supérieure ou égale à celle obtenue dans la réalité, sinon cela voudrait dire que le coefficient est surestimé.

12. Calcul des pertes de charges

➤ *Côté tubes :*

Concernant la perte de charge dans les tubes, nous disposons de la formule suivante :

$$\Delta P_t = N_p \left[8 \times j_f \times \left(\frac{L}{d_i} \right) \times \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{-m} + 2.5 \right] \frac{\rho v^2}{2} \quad (\text{IV.15})$$

Où :

ΔP_t : la perte de charge dans les tubes en Pa (N/m²),

N_p : nombre de passe côté tubes,

v : vitesse du fluide dans les tubes en m/s,

L : longueur des tubes en m,

d_i : diamètre intérieur des tubes en m,

j_f : Le facteur de friction côté tubes,

$m = 0,25$ pour un écoulement laminaire,

$= 0,14$ pour un écoulement turbulent,

Le facteur de friction j_f du côté tubes est évalué à partir de l'abaque suivant :

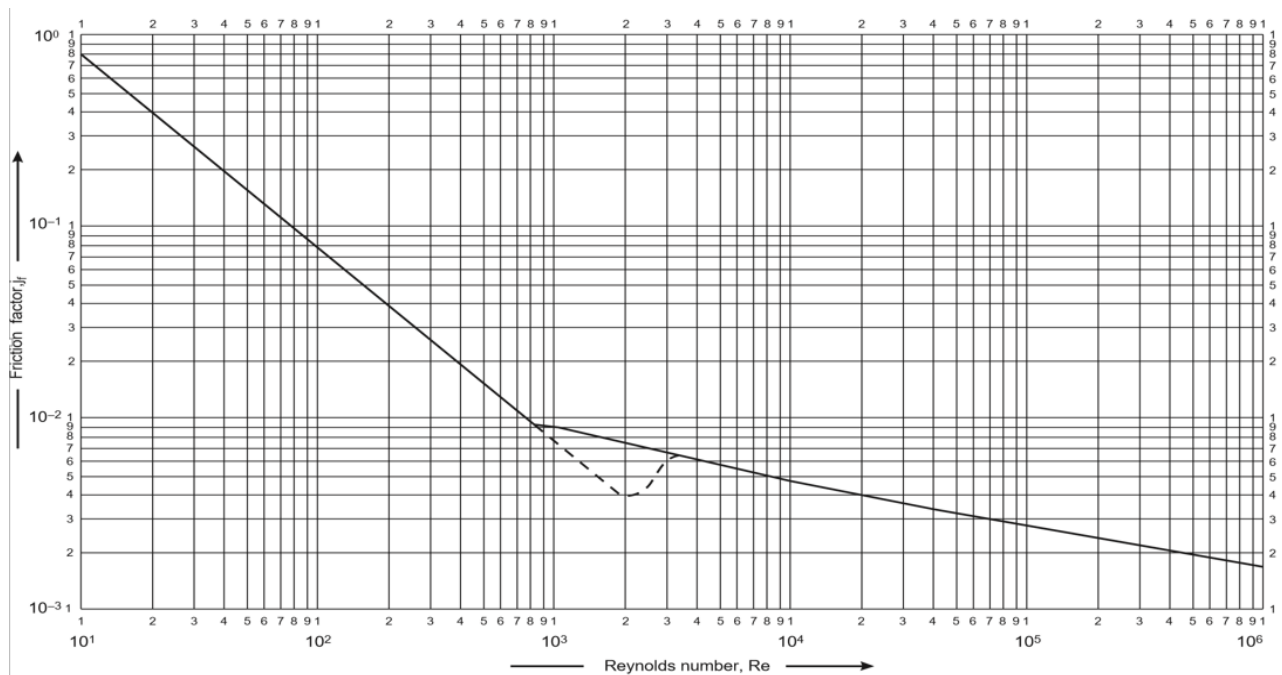


Figure IV.7 : Facteur de friction j_f côté tubes.

➤ **Côté calandre :**

$$\Delta P_{cal} = 8 * j_f \left(\frac{L}{E_c}\right) \left(\frac{D_c}{d_h}\right) \left(\frac{\rho v^2}{2}\right) \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}}\right)^{-0.14} \tag{IV.16}$$

Où :

j_f : Le facteur de friction de la calandre

L : Longueur des tubes

E_c : Espacement entre chicanes

D_c et d_h : sont respectivement le diamètre de calandre et le diamètre hydraulique, ce dernier dépend de la configuration des tubes comme nous avons vu précédemment.

Le facteur de friction j_f du côté calandre est évalué à partir de l'abaque suivant :

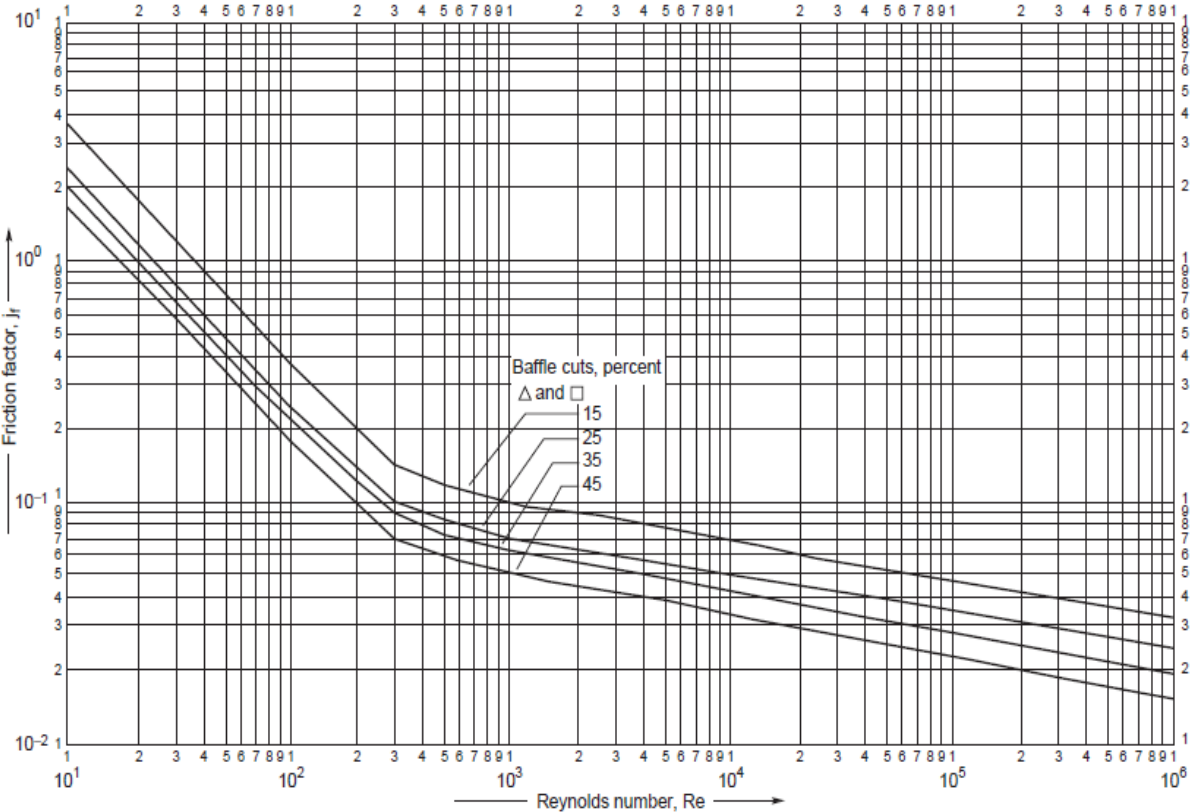


Figure IV.8 : Facteur de friction j_f côté calandre.

IV.4.2 Méthodologie de design des échangeurs de chaleur

Procédure globale de design :

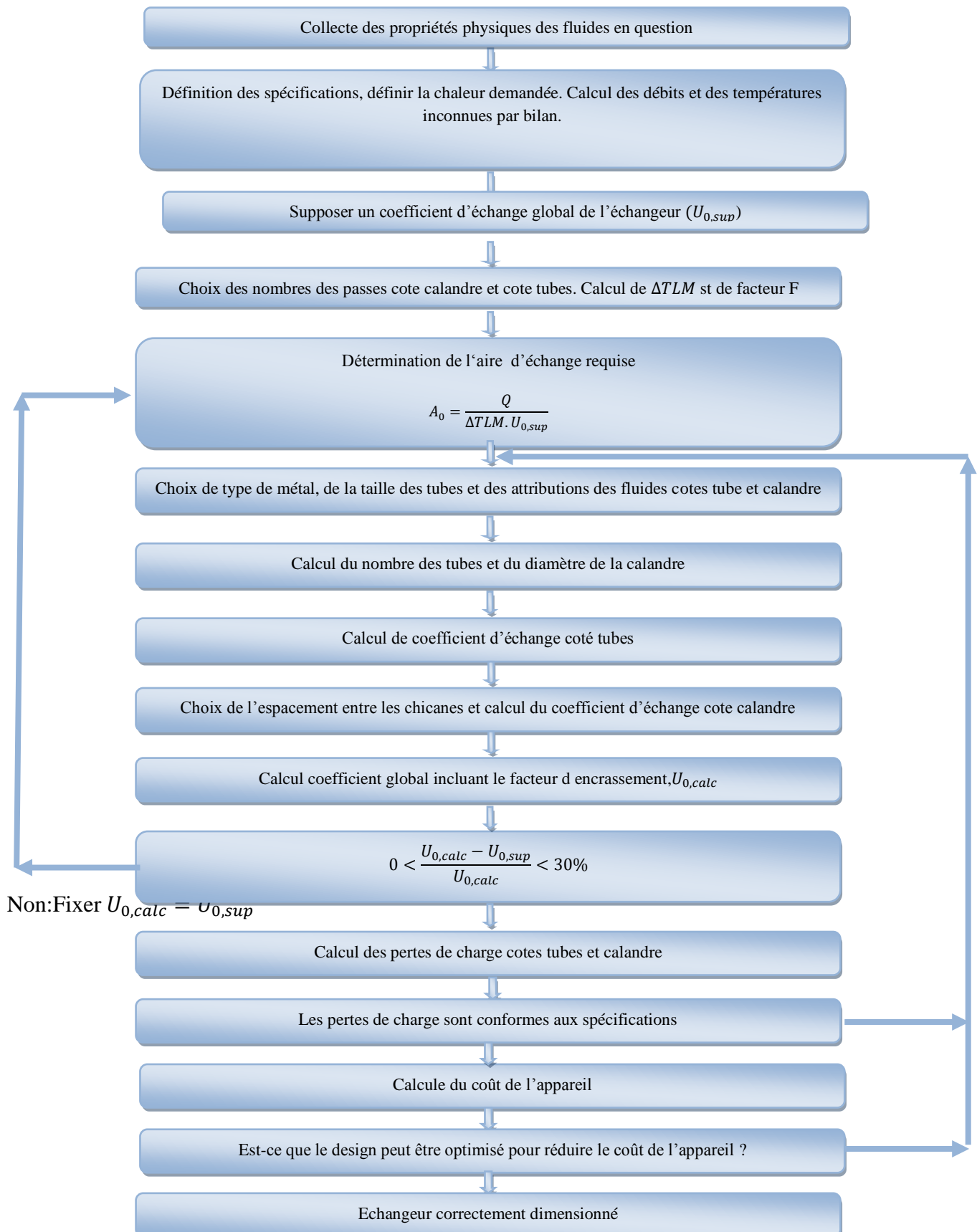


Figure IV. 9 : Orgnigramme de design des échangeurs de chaleur.

IV.4.3 Etude de cas

Dimensionner un échangeur à tubes et calandre servant à refroidir un condensat de méthanol de 95°C à 40°C. Le débit de condensat est de 100 000 kg/h. L'eau de mer (eau saline) est utilisée comme liquide de refroidissement, avec une élévation de température de 25°C à 40°C. Une chute de pression de 1 bar est admissible pour les deux écoulements. Il faut tenir compte de l'encrassement en incluant un facteur d'encrassement de 0,0002 (m² °C /W) pour le méthanol et de 0,0003 (m² °C /W) pour l'eau de mer.

Un échangeur avec une seule passe côté calandre et deux passes côtés tubes (1-2) est recommandé. La boîte de retour choisie est celle à la tête flottante avec couronne de fixation de type S, la plus courante pour l'eau et les fluides organiques.

➤ Solution

On applique les étapes de la méthode Kern défini précédemment :

1. La quantité de chaleur échangée :

La température moyenne du méthanol est : $(40 + 95) / 2 = 67,5$ °C

A cette température la capacité calorifique du méthanol est de 2,84 kJ/kg°C

$$\Phi = \dot{m}_c c p_c (T_{ce} - T_{cs}) = \frac{100000}{3600} \times 2,84 \times (95 - 40) = 4340 \text{ kW}$$

La capacité calorifique de l'eau saumâtre est de 4,2 kJ/kg°C

Le débit de l'eau saumâtre est :

$$\dot{m}_f = \frac{\Phi}{c p_f (T_{fs} - T_{fe})} = \frac{4340}{4,2 \times (40 - 25)} = 68,9 \text{ kg / s}$$

2. Calcul de la ΔTLM :

$$\Delta TLM = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} = \frac{(95 - 40) - (40 - 25)}{\ln \frac{(95 - 40)}{(40 - 25)}} = 31^\circ C$$

3. Le facteur de correction F :

Le nombre de passe coté calandre est : 1

Le nombre de passe coté tube : 2

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{(40 - 25)}{(95 - 25)} = 0,21$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(95 - 40)}{(40 - 25)} = 3,67$$

A partir de la figure qui donne le facteur de correction pour un échangeur tubulaire (1-2)

$$F = 0,85$$

4. Déterminations des propriétés physiques des fluides.

Les propriétés thermo-physiques de l'eau saumâtre et de méthanol utilisés dans l'échangeur sont présentées dans le tableau suivant :

L'eau saumâtre (T_{mf}=32,5°C)		
Propriété	Unité	Valeur
Masse volumique	Kg/m ³	995
Chaleur spécifique	kJ/Kg °C	4,2
Viscosité	Pa.s	0,8 10 ⁻³
Conductivité	W/m °C	0,59
Méthanol (T_{mc}= 67,5°C)		
Masse volumique	Kg/m ³	750
Chaleur spécifique	kJ/Kg K	2,84
Viscosité	mPa.s	0,34 10 ⁻³
Conductivité	W/m °C	0,19

Tableau IV.3 : Les propriétés thermo-physiques de l'eau et de méthanol

5. Le choix l'ordre de passage des fluides :

L'eau de refroidissement est plus corrosive, sale que le méthanol, on prend :

- Côté tube : l'eau de mer
- Côté calandre : méthanol.

6. Estimation du coefficient global d'échange U :

Pour un couple fluide eau / méthanol (liquide organique léger), le coefficient d'échange global U est compris entre 350 et 750 W / m²°C, alors on va commencer par une valeur de 600 W / m² °C.

7. Première détermination de la surface A de l'échangeur, grâce au U choisi :

$$Q = F \times U \times A \times DTLM \Rightarrow A = \frac{Q}{F \times U \times DTLM} = \frac{4340 \cdot 10^3}{0,85 \times 600 \times 31} = 278 \text{ m}^2$$

8. Détermination des caractéristiques géométriques de l'échangeur :

- ✓ Matériaux utilisé: Acier au carbone
- ✓ Tubes de : $d_e=20 \text{ mm}$, $d_i=16 \text{ mm}$
- ✓ Longueur unitaire de tube : $L=4,88 \text{ m}$
- ✓ Conductivité thermique : $k= 55 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$
- ✓ Disposition des tubes : triangulaire (Comme le fluide côté calandre est relativement propre, ce qui nous permet d'utiliser un pas triangulaire).
- ✓ Le pas :

$$Pas = 1,25 * d_e = 1,25 * 20 = 25 \text{ mm}$$

- ✓ Le nombre de tube :

$$A = N_t \pi D L$$

$$N_t = \frac{A}{\pi D L} = \frac{278}{\pi * 20 * 10^{-3} * 4,88} = 907$$

On va prendre 908 tubes, c.-à-d. 454 tubes par passe.

- ✓ Le diamètre du faisceau tubulaire

A partir du tableau IV.1, on a $K=0,249$ et $n= 2,207$, valeurs correspondantes à une configuration triangulaire, et un nombre de passe égal à 2.

$$D_f = D_e \left(\frac{N_t}{K} \right)^{1/n} = 20 \left(\frac{908}{0,249} \right)^{1/2,207} = 822 \text{ mm}$$

- ✓ Le diamètre de la calandre :

Un échangeur à tête flottante de type S est utilisé pour son efficacité et la facilité de nettoyage.

A partir de la figure IV.3, on peut avoir la valeur standardisée de l'espacement entre faisceau tubulaire et calandre, l'espace entre faisceau tubulaire et la calandre est de : 68 mm

On obtient donc le diamètre de calandre :

$$D_c = 822 + 68 = 890 \text{ mm}$$

- ✓ Nombre de chicanes :

L'espacement entre chicanes noté E_c :

$$Ec = 0,2 * D_c = 0,2 * 890 = 178 \text{ mm}$$

Le nombre de chicane sera donc :

$$N_{chicanes} = \frac{\text{longueur des tubes}}{\text{Espace entre chicanes}} - 1 = \frac{4880}{178} - 1 = 26$$

Donc le nombre de chicane est de 26

9. Les coefficients de convection :

➤ Côté tube :

$$a_t = \frac{N_t}{n_t} \times \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{908}{2} \times \frac{\pi(0,016)^2}{4} = 0,0913 \text{ m}^2$$

$$G_f = \frac{\dot{m}_f}{a_t} = \frac{68,9}{0,0913} = 754,8 \text{ Kg/m}^2\text{s}$$

$$Re_f = \frac{d_i G_f}{\mu_f} = \frac{0,016 * 754,8}{0,8 * 10^{-3}} = 15096$$

$$Pr_f = \frac{\mu_f C_{p,f}}{K_f} = \frac{0,8 * 10^{-3} * 4,2 * 10^3}{0,59} = 5,7$$

$$\frac{L}{d_i} = \frac{4880}{16} = 305$$

A partir de la figure (IV.5), la valeur de j_h est de $4 \cdot 10^{-3}$

En négligeant le rapport de viscosité $\frac{\mu}{\mu_{paroi}}$, on aura :

$$Nu_i = j_h * Re_f * Pr_f^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0,14} = 4 * 10^{-3} * 15096 * (5,7)^{\frac{1}{3}} = 107,9$$

On aura :

$$h_i = \frac{Nu_i k_f}{d_i} = \frac{107,9 * 0,59}{0,016} = 3977,5 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

➤ Côté calandre :

$$a_c = \frac{(P - d_e) D_c E_c}{P} = \frac{(25 - 20) * 890 * 178}{25} = 31684 \text{ mm}^2$$

$$G_c = \frac{\dot{m}_c}{a_c} = \frac{100000/3600}{31684 * 10^{-6}} = 876,7 \text{ Kg/s m}^2$$

$$D_h = \frac{1,10}{d_e} (P^2 - 0,917 d_e^2) = \frac{1,10}{20} (25^2 - 0,917 \times 20^2) = 14,4 \text{ mm}$$

$$Re_c = \frac{D_h G_c}{\mu_c} = \frac{14,4 \times 10^{-3} \times 876,7}{0,34 \times 10^{-3}} = 37131$$

$$Pr_c = \frac{\mu_c C_{p,c}}{k_c} = \frac{0,34 \times 10^{-3} \times 2,84 \times 10^3}{0,19} = 5,1$$

Le rapport $\frac{\mu}{\mu_p}$ est négligeable.

Dans notre cas, on a fixé la valeur de l'ouverture des chicanes à 25 %. Cela devrait donner un coefficient de transfert de chaleur raisonnable sans perte de charge trop importante.

A partir de la figure (IV.6), on obtient $j_h = 3,2 \times 10^{-3}$

$$Nu_e = j_h * Re_c * Pr_c^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{0,14} = 3,2 * 10^{-3} \times 37131 \times (5,1)^{\frac{1}{3}} = 204,3$$

$$h_e = \frac{Nu_e k_c}{D_h} = \frac{204,3 * 0,19}{14,4 * 10^{-3}} = 2695,4 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

10.

✓ Le coefficient d'échange global U_e :

$$U_e = \frac{1}{\frac{d_e}{h_i d_i} + \frac{d_e \ln \frac{d_e}{d_i}}{2K} + \frac{1}{h_e} + \frac{d_e R_{fi}}{d_i} + R_{fe}}$$

$$= \frac{1}{\frac{20}{3977,5 \times 16} + \frac{20 * 10^{-3} \times \ln \frac{20}{16}}{2 \times 55} + \frac{1}{2695,4} + \frac{0,0003 \times 20}{16} + 0,0002}$$

$$U_e = 768,7 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

✓ Comparaison avec la valeur adoptée (ou calculée) en première approximation :

$$\varepsilon = \frac{|U^{n+1} - U^n|}{U^{n+1}} = \frac{768,7 - 600}{768,7} = 22\% < 30\%$$

11. Calcul des pertes de charges :

➤ Côté tubes :

A partir de la figure (IV.7), on obtient $j_f = 4,2 \times 10^{-2}$

$$v_f = \frac{G_f}{\rho_f} = \frac{754,8}{995} = 0,76 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned}\Delta P_t &= N_p \left[8 \times j_f \times \left(\frac{L}{d_i} \right) \times \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{-0,14} + 2,5 \right] \frac{\rho v^2}{2} \\ &= 2 \left[8 \times 4,5 \times 10^{-3} \times \left(\frac{4880}{16} \right) + 2,5 \right] \frac{995 \times 0,76^2}{2} \\ \Delta P_t &= 7747,1 \text{ Pa} = 0,076 \text{ bar}\end{aligned}$$

Chute de pression très faible, on peut augmenter le nombre de passe côtés tubes, ou bien on peut utiliser des diamètres plus petits.

➤ Côté calandre :

A partir de la figure (IV.8), on obtient $j_f = 4,2 \cdot 10^{-2}$

$$\begin{aligned}v_c &= \frac{G_c}{\rho_c} = \frac{876,7}{750} = 1,17 \text{ m/s} \\ \Delta P_{cal} &= 8 * j_f \left(\frac{L}{E_c} \right) \left(\frac{D_c}{D_h} \right) \left(\frac{\rho v^2}{2} \right) \left(\frac{\mu}{\mu_{paroi}} \right)^{-0,14} \\ &= 8 \times 4,2 \cdot 10^{-2} \times \left(\frac{4880}{178} \right) \times \left(\frac{890}{14,4} \right) \times \left(\frac{750 \times 1,17^2}{2} \right) \\ \Delta P_{cal} &= 292260,15 \text{ Pa} = 2,9 \text{ bar}\end{aligned}$$

La chute de pression est plus grande que la valeur admissible, la perte de pression peut être réduite en augmentant le pas des chicanes (E_c) ou bien le découpage (F). Doubler le pas E_c réduit de moitié la vitesse côté calandre, ce qui réduit la perte de pression d'un facteur d'environ $(1/2)^2$

$$\Delta P_{cal} = \frac{2,9}{4} = 0,72 \text{ bar}$$

Cela va réduire le coefficient de transfert de chaleur côté calandre d'un facteur de $(1/2)^{0,8}$ ($h \rightarrow Re^{0,8} \rightarrow v^{0,8}$)

$$h_e = 2695,4 \times \left(\frac{1}{2} \right)^{0,8} = 1548,1 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Cela donne un coefficient d'échange global de $635 \text{ W/m}^2\text{°C}$ plus proche à la valeur supposée de $600 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

Chapitre V : Optimisation et intégration énergétique des flux de chaleur dans les réseaux d'échangeurs

V.1 Intégration énergétique

L'intégration énergétique peut prendre plusieurs sens différents selon l'application. Il peut être appliqué à un simple échangeur de chaleur qui récupère de l'énergie d'un courant de matière dans un procédé, à la récupération de chaleur d'une turbine à gaz, à l'intégration de certaines unités de production d'une raffinerie de pétrole ou encore à l'ensemble d'un site industriel complexe.

Dans ce chapitre, le terme intégration énergétique fait référence à l'analyse et à l'optimisation des flux de chaleur dans les réseaux d'échangeurs.

L'intégration énergétique comprend un ensemble de techniques d'optimisation qui permet aux ingénieurs d'identifier les meilleures possibilités d'amélioration d'un procédé et d'analyser les interactions entre les différentes parties qu'il comprend.

Ces méthodes d'optimisation permettent d'économiser les ressources disponibles, la réduction des coûts d'investissement et surtout de minimiser les rejets dans l'environnement (rejets thermiques, gaz à effet de serre, effluents...).

V.2 Méthode de pincement

L'une des techniques les plus utilisées dans le domaine de l'intégration des procédés au cours de ces dernières années est la méthode du pincement (Pinch analysis en anglais). La méthode du pincement est une méthode permettant de minimiser la consommation énergétique des procédés et la consommation des utilités en maximisant les échanges de chaleur entre les flux chaud et froid du procédé.

Cette méthode a été développée dans les années 80 par Linnhoff. Basée sur la thermodynamique et permet de déterminer les meilleurs réseaux d'échanges et systèmes d'utilités à implanter sur un site industriel. Elle analyse les échanges de chaleur possibles entre les flux présents dans un procédé industriel de façon à minimiser les irréversibilités.

V.2.1 Définition des flux chauds et des flux froids

On appelle flux chaud un fluide qui doit être refroidi et flux froid un fluide qui doit être chauffé dans le cadre du procédé. La distinction entre flux froid et flux chaud dépend seulement du signe de la variation d'enthalpie du débit-masse considéré, et non des niveaux de température respectifs des flux.

La variation d'enthalpie est :

$$\Delta H = cp \times \dot{m}(T_2 - T_1) \quad (\text{V.1})$$

V.2.2 Construction des courbes composites

Les courbes composites chaude et froide sont obtenues en assemblant les flux respectivement chauds et froids. Les CP (Capacités calorifiques) et les puissances correspondantes sont additionnés sur chaque intervalle de température (voir Figure V.1). Les bornes des intervalles correspondent à l'apparition ou à la disparition d'un flux. Les courbes composites représentent le profil des sources de chaleur disponibles et des besoins thermiques du procédé et sont utilisées pour établir les valeurs cibles de consommation minimale en énergie.

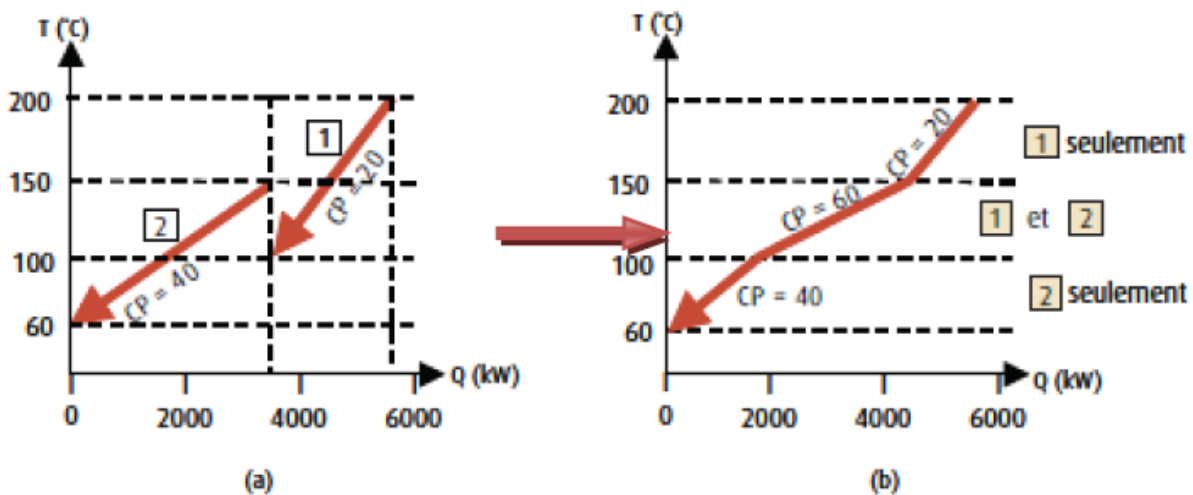


Figure V.1 : Construction des courbes composites.

V.2.3 Identification du pincement

L'ensemble des flux ou courants chauds sont représentés graphiquement sous forme d'une seule courbe appelée « courbe composite chaude ». Idem pour l'ensemble des flux froids qui sont rassemblés en une seule courbe composite froide.

Le point où la différence de température entre la courbe composite chaude et la courbe composite froide est la plus faible est la température de pincement qui est notée ΔT_{\min} .

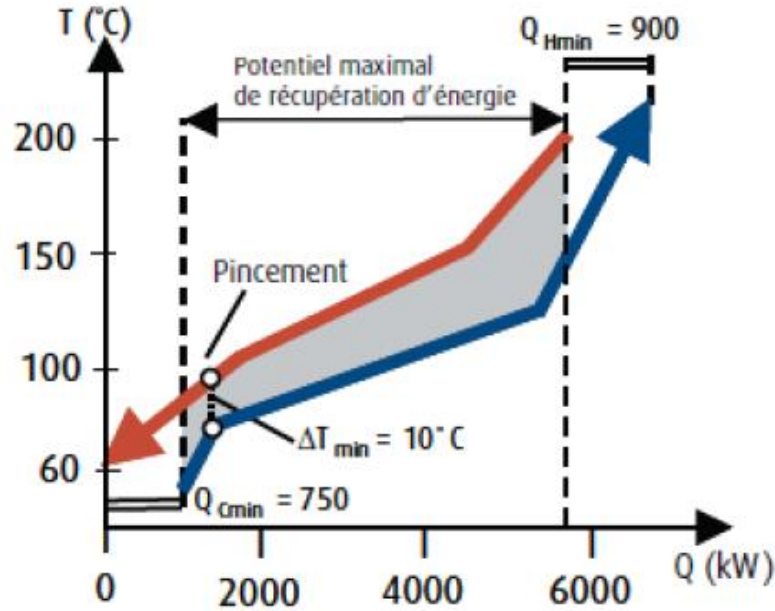


Figure V.2 : Détermination du pincement.

Les expériences acquises dans le domaine de l'analyse pinch ont conduit à retenir des marges de ΔT_{\min} selon les domaines habituels d'application.

Domaine d'application	ΔT_{\min} expérimentales (°C)
Raffinerie	20 - 40
Pétrochimie et chimie	10 - 20
Industrie Agroalimentaire	5 - 20
Procédés à basse température	3 - 5

Tableau V.1 : Valeurs expérimentales de ΔT_{\min} pour quelques industries.

V.2.4 Calcul de l'énergie minimale requise

La consommation minimale d'énergie est identifiée sur la figure V.2. L'écart entre les courbes composites donne l'énergie minimale en refroidissement (Charge minimal devant être évacuée $Q_{C\min}$) et l'énergie minimale en chauffage (Charge minimal devant être fournie au procédé $Q_{H\min}$) respectivement à l'extrémité inférieure gauche et supérieure droite du graphique. La zone de recouvrement entre les deux courbes composites représente le potentiel maximal de récupération de l'énergie thermique.

Les résultats de la représentation graphique des courbes composites avec $\Delta T_{\min} = 10^\circ\text{C}$ donnent : $Q_{C\min} = 750\text{ kW}$, $Q_{H\min} = 900\text{ kW}$.

V.2.5 Construction de la Grande Courbe Composite

La Grande Courbe Composite sert principalement à l'optimisation des utilités. Elle est construite par la mesure de l'écart en toute température entre les deux courbes composites figure (V.3). Le pincement correspond à la température à laquelle la grande courbe composite touche l'axe des ordonnées (celui des températures) i.e. la température à laquelle il n'y a pas d'échange entre les deux flux chaud et froid. Au dessus de cette température la courbe composite représente le besoin net en chauffage à chaque température et au dessous de cette température elle représente le besoin net en refroidissement.

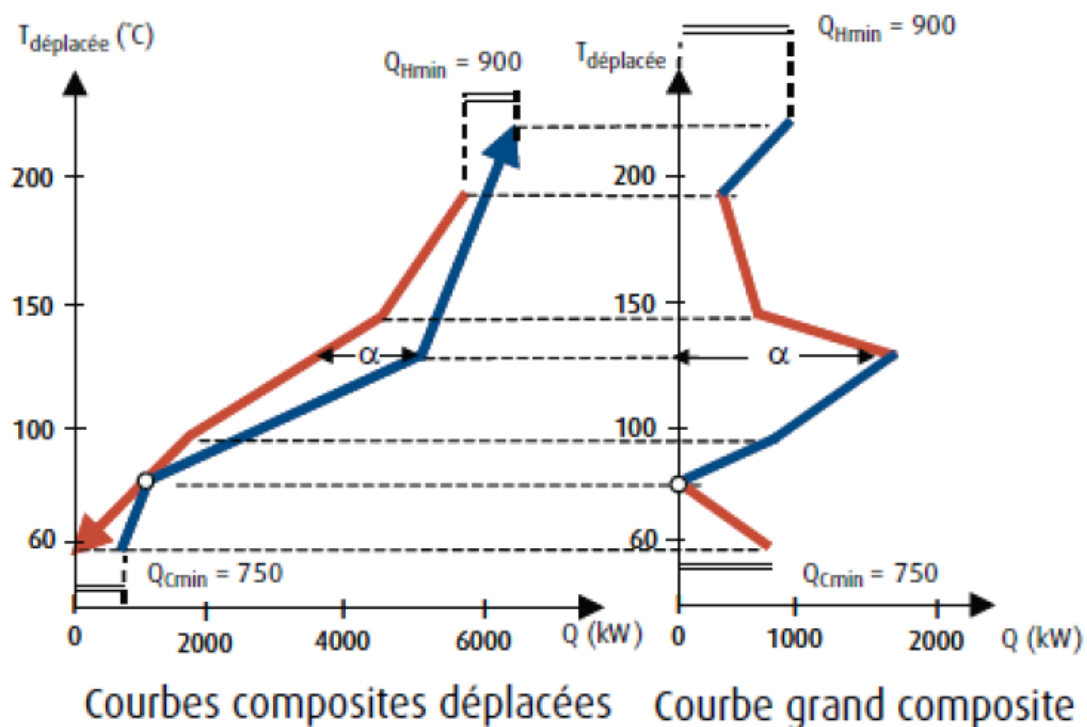


Figure V.3 : Construction de la grande courbe composite

Afin de mettre en place une conception optimale des récupérations de chaleur et des producteurs d'utilités, il est nécessaire de respecter des règles de conception fixées autour de ce point de pincement :

- Ne jamais installer une récupération de chaleur qui croise le point de pincement
- Ne jamais apporter une utilité froide audessus du point de pincement
- Ne jamais apporter une utilité chaude audessous du point de pincement

Suivant le schéma représenté dans la figure V.4, si une quantité de chaleur α provenant de la zone endothermique (au dessus du pincement) pour chauffer un fluide de la zone exothermique (au dessous du pincement). La quantité de chaleur α ne sera plus disponible

pour chauffer les fluides froids au dessus du pincement. Le besoin de chaleur de la zone endothermique se sera accru de α pour atteindre $Q_{Hmin} + \alpha$.

À l'inverse, la zone exothermique, déjà excédentaire en chaleur, va devoir en évacuer davantage de chaleur, ce qui va accroître le besoin de refroidissement de Q_{Cmin} à $Q_{Cmin} + \alpha$. Ainsi, un échange à travers le pincement induit une double pénalité énergétique.

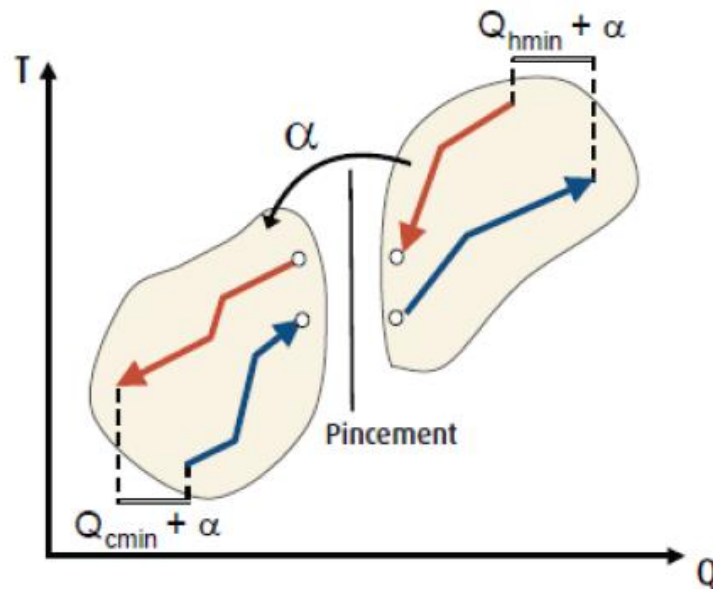


Figure V.4 : Conséquences d'un transfert d'énergie à travers le pincement.

V.3 Construction du réseau d'échangeurs de chaleur

Pour concevoir l'architecture globale du réseau d'échangeurs en choisissant au mieux les couples de fluides échangeant de la chaleur entre eux, la méthode pinch constitue un guide précieux. Pour cela,

Linnhoff et Flower ont introduit une représentation pratique appelée « diagramme de grille » du type présenté figure V.5.

Les courants chauds et froids sont symbolisés par des flèches horizontales orientés en contre courant de leurs températures de départ vers leurs températures désirées, les fluides chauds étant placés au dessus. Les échangeurs de chaleur sont représentés par des segments verticaux bornés par deux cercles dans lesquels passent les deux courants mis en contact, et repéré par des numéros. Les utilités sont représentées par un cercle marqué C si elles sont chaudes, et F si elles sont froides.

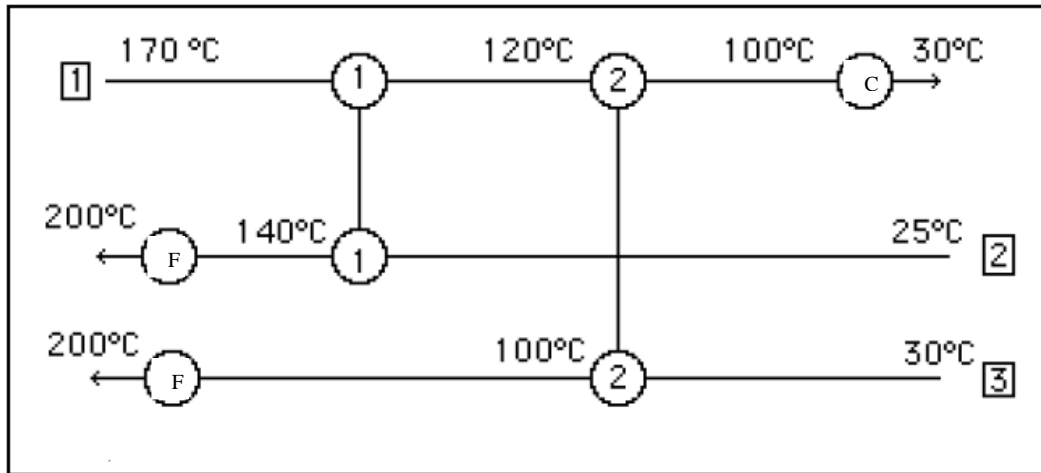


Figure V.5 : Diagramme de grille.

Sur cet exemple, le fluide chaud 1 est refroidi de 170 à 120 °C dans un premier échangeur, tandis que le fluide 2 est chauffé de 25 à 140 °C. Le fluide 1 est ensuite refroidi dans l'échangeur 2 jusqu'à 100 °C, alors que le fluide 3 y est chauffé de 30 à 100 °C. Enfin, une utilité froide refroidit jusqu'à 30 °C le fluide 1, et les fluides 2 et 3 sont chauffés par deux utilités chaudes jusqu'à la température finale de 200 °C.

V.3.1 Appariements des courants

Selon le principe de l'analyse pinch sur lequel est basé la construction du diagramme de grille, on ne doit pas refroidir les courants situés au dessus du point de pincement (à gauche du diagramme) et moins encore réchauffer les courants qui sont situés en dessous du point de pincement. Aussi, les courants chauds du dessus du pincement sont amenés au point de pincement par échange de chaleur avec les courants froids du même côté. Pareillement pour les courants froids d'en dessous qui sont amenés au point de pincement par échange de chaleur avec les courants chauds du même côté.

Les utilités interviennent pour fournir le complément en énergie pour satisfaire les besoins du procédé (chauffage au dessus du pincement et refroidissement en dessous du pincement).

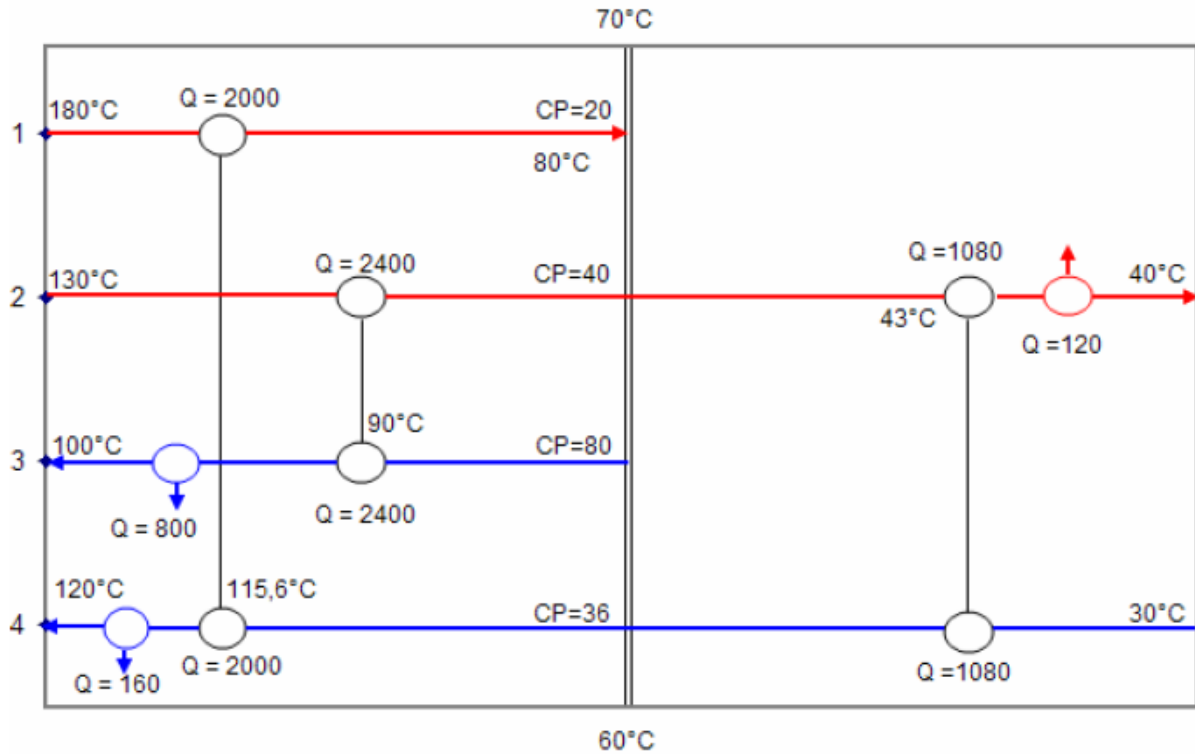


Figure V.6 : Diagramme de grille : au dessus et en dessous du point de pincement.

Pour assurer l'échange de chaleur au sein de l'échangeur, l'écart minimal de ΔT_{min} doit être maintenu entre les courants appariés. Ce qui conduit à la règle suivante :

- Au dessus du point de pincement, c'est-à-dire à gauche du diagramme, un courant chaud et un courant froid ne sont associables que lorsque le CP du courant chaud est inférieur à celui du courant froid.
- En dessous du point de pincement, à droite du digramme, c'est exactement le contraire : lorsque le CP du courant froid est inférieur au CP du courant chaud, c'est alors que l'appariement devient possible.

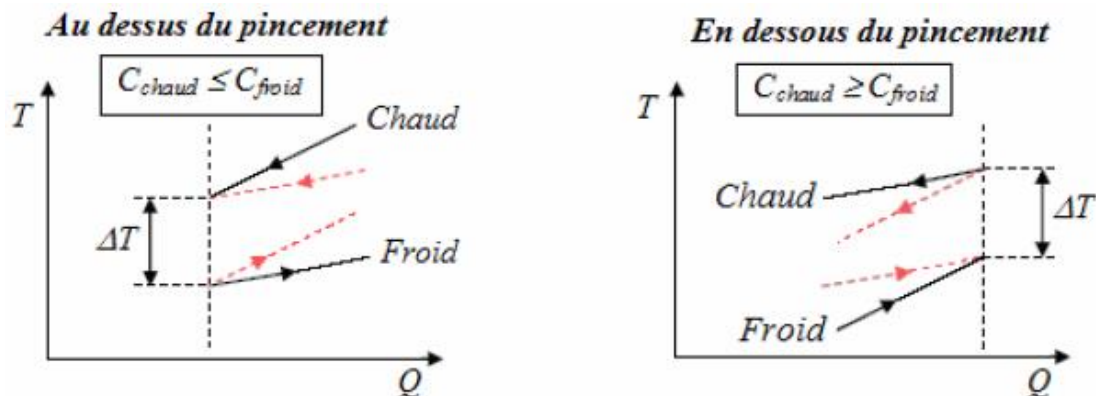


Figure V.7 : Règle de faisabilité sur les capacités calorifiques.

V.3.2 Division des courants

Selon la règle chaque courant qui rentre dans le pincement doit être apparié à un courant qui y sort. La division des courants intervient lorsque le nombre de courant allant vers le pincement est inférieur au nombre de courants qui y sortent.

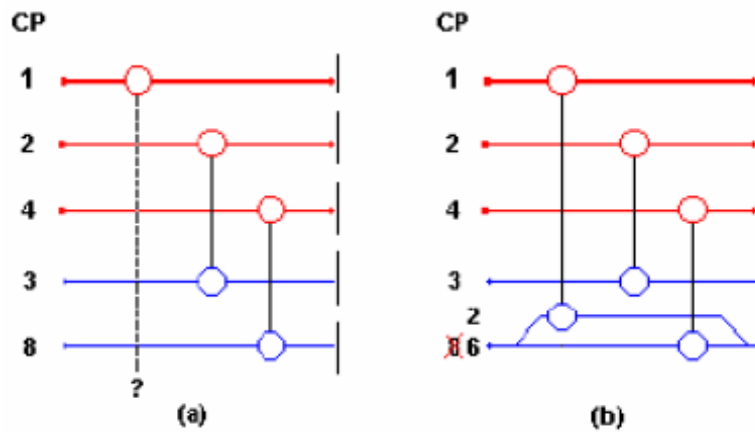


Figure V.8 : Critère de division de courant basé sur le nombre de courant.

Les courants sont également divisés lorsque la condition de CP n'est pas satisfaite. Lorsque le CP du courant entrant dans le pincement est supérieur au CP du courant sortant du pincement, le courant est alors divisé afin de réduire son CP.

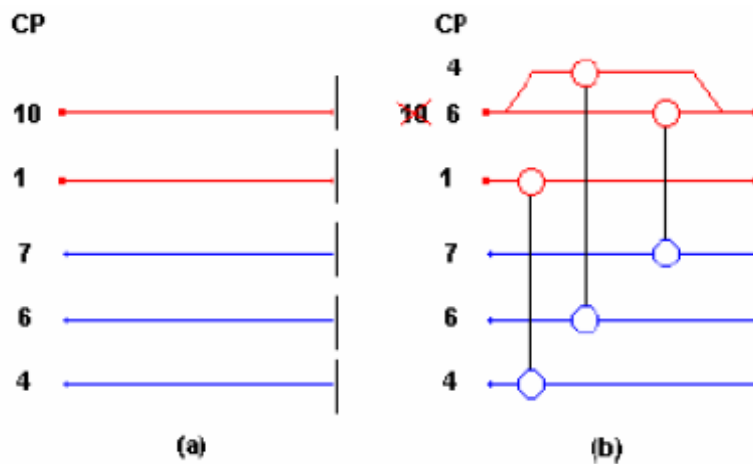


Figure V.9 : Division des courants afin de satisfaire la condition de CP.

Bibliographie

1. D.Q. Kern. Process heat transfer. McGraw-Hill : New York, 1984.
2. J.P. Holman. Heat transfer. 6^{ème} édition, McGraw-Hill, 1986.
3. J. Padet. Echangeurs de chaleurs thermiques. Méthodes globales de calcul avec 11 problèmes résolus. Elsevier, 1994.
4. F. Incropera. Fundamentals of heat and mass transfer. 7th édition New-York. Wiley, 2011.
5. Yunus A. Çengel. Heat Transfer - A Practical Approach. 2^{ème} édition, McGraw-Hill, 2002.
6. A. Bejan. Heat transfer. New-York. Wiley, 2003.
7. Ressources Naturelles du Canada. L'analyse Pinch : pour une utilisation efficace de l'énergie, de l'eau et de l'hydrogène, 2003.
8. M. Kutz. Heat transfer calculations. McGraw-Hill, 2006.
9. TEMA. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. New York, USA, 2007.
10. G. Towler, R. Sinnott. Chemical engineering design Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design. Elsevier Inc, 2008.
11. M.L Djonkamla. Integration de procedes : Application de la technologie pinch a l'optimisation des reseaux d'eau et des echangeurs de chaleur. Institut international d'ingenierie de l'eau et de l'environnement. Mémoire d'ingenieur, 2008.
12. C. Bougriou. Calculs et technologie des échangeurs. Office des Publications Universitaires, 2010.
13. Y. Jannot, C. Moyne. Cours Transferts thermiques 2^{ème} année Ecole des Mines Nancy, 2012.
14. M. Bennajah, N. chaouni. Echangeurs de chaleur : technologie, calcul et design. Editions technip, 2014.
15. F. Mebarek-Oudina. Echangeurs de chaleur : cours et exercices corrigés. Editions Al-Djazair, 2014.
16. F. THIBAUT. Méthode d'optimisation de procédés hybride associant une analyse thermodynamique et des méthodes algorithmiques. École Nationale Supérieure des Mines de Paris. Thèse de doctorat, 2019.
17. <http://www.processs.free.fr>, consulté le 01/09/2022.