

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République algérienne démocratique et populaire  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي  
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique  
جامعة عين تموشنت بلحاج بوشعيب  
Université –Ain Temouchent- Belhadj Bouchaib  
Faculté des Sciences et de la Technologie  
Département de Génie Mécanique



Projet de Fin d'Etudes  
Pour l'obtention du diplôme de Master en : Génie Mécanique  
Domaine : Science et Technologie  
Filière : Génie Mécanique  
Spécialité : Energétique  
Thème

## **Dimensionnement d'un échangeur de chaleur tube et calandre**

**Présenté Par :**

1) Mr BENNI Mohamed

**Devant le jury composé de :**

Dr. BENZENINE Hamidou	M C A	UAT.B.B (Ain Temouchent)	Président
Dr. DORBANE Abdelhakim	M C A	UAT.B.B (Ain Temouchent)	Examineur
Mr. GUENDOZ Bouhelal	M A A	UAT.B.B (Ain Temouchent )	Encadrant

*Année Universitaire 2022/2023*





## **Remerciements**

*J'exprime ma sincère gratitude envers tous ceux qui m'ont apporté leur aide, mes remerciements les plus profonds. Je souhaite adresser mes remerciements spéciaux à Monsieur GUENDOUZ Bouhlal pour son suivi et son encadrement efficaces tout au long de cette période. Sa patience, sa bienveillance et sa disponibilité quotidienne, ainsi que ses conseils nombreux et fructueux, ont grandement contribué à créer des conditions de travail excellentes. Nous tenons à remercier chaleureusement les membres du jury qui ont accepté d'évaluer ce travail. Enfin, je suis reconnaissant envers le Tout-Puissant, Allah, pour m'avoir accordé une patience et un courage considérables afin d'accomplir cette tâche.*



# Table des métiers

<i>Remerciements</i> .....	3
<i>Résumé</i> : .....	7
<i>Liste des figures</i> : .....	8
<i>Liste des tableaux</i> : .....	10
<i>Nomenclatures</i> : .....	11
<i>Introduction générale</i> : .....	1

## **Chapitre I : Généralités sur les échangeurs de chaleur**

---

<b>Introduction</b> : .....	3
<b>1. L'utilisation d'un échangeur de chaleur</b> : .....	3
<b>2. Classification des échangeurs</b> : .....	4
<b>2.1. Selon le sens d'écoulement</b> : .....	4
<b>2.1.1. Echangeur à co-courant</b> : .....	4
<b>2.1.2. Échangeurs de chaleur à contre-courant</b> : .....	5
<b>2.1.3. Échangeurs de chaleur à courants croisés</b> : .....	6
<b>2.2. Selon leur mode de fonctionnement</b> : .....	7
<b>3. Evolution des températures le long d'un échangeur</b> : .....	8
<b>4. Types d'échangeurs de chaleur</b> : .....	8
<b>4.1. Les échangeurs tubulaires</b> : .....	9
<b>4.2. L'échangeur à plaques</b> : .....	13
<b>4.3. Régénérateur</b> : .....	16
<b>4.4. Types des condenseurs tubulaires</b> : .....	17
<b>5. Comparaisant</b> : .....	18
<b>6. Problèmes de Fonctionnement</b> : .....	19
<b>6.1. Encrassement particulaire</b> : .....	20
<b>6.2. Encrassement dû à la corrosion</b> : .....	20
<b>6.3. Entartage</b> : .....	21
<b>6.4. Encrassement biologique</b> : .....	21
<b>6.5. Encrassement par réaction chimique</b> : .....	22
<b>6.6. Encrassement par solidification</b> : .....	22
<b>7. Maintenance des échangeurs</b> : .....	22
<b>Conclusion</b> : .....	23

## Chapitre II : Conception des Echangeurs de Chaleur Tube et Calandre

<b>Introduction :</b> .....	24
<b>1. Description d'échangeur à tubes et calandre :</b> .....	24
<b>1.1. Boîte d'échangeur :</b> .....	26
<b>1.2. Calandre (ou virole) :</b> .....	26
<b>1.3. Plaques tubulaires :</b> .....	27
<b>1.4. Le faisceau tubulaire :</b> .....	27
<b>1.5. Les chicanes :</b> .....	30
<b>1.5.1. Chicanage par disques et couronnes :</b> .....	31
<b>1.5.2. Chicanage annulaire :</b> .....	31
<b>1.5.3. Chicanage horizontal :</b> .....	32
<b>1.5.4. Chicanage vertical :</b> .....	32
<b>1.6. Déflecteurs longitudinaux :</b> .....	33
<b>1.7. Déflecteur d'entrée :</b> .....	33
<b>2. Les différents types d'échangeur tube et calandre :</b> .....	33
<b>2.1. Echangeur de chaleur à tête flottante :</b> .....	33
<b>2.2. Echangeur à plaque tubulaires fixes :</b> .....	34
<b>2.3. Echangeur à tubes en U :</b> .....	35
<b>3. Dimensionnement thermique</b> .....	36
<b>3.1. Phase de dimensionnement thermique</b> .....	36
<b>3.1.1. Problème thermo hydraulique :</b> .....	36
<b>3.1.2. Logique de la phase de dimensionnement :</b> .....	37
<b>3.1.3. Principe de calcul thermique d'un échangeur</b> .....	38
<b>3.2. Méthodes de calcul analytique</b> .....	40
<b>3.2.1. Principes de calcul :</b> .....	40
<b>3.2.2. Méthode du DTLM :</b> .....	41
<b>3.2.3. Méthode du NUT :</b> .....	43
<b>3.2.4. Coefficient global de transmission de chaleur (U) :</b> .....	45
<b>3.2.5. Considérations générales de conception des échangeurs à tube et calandre :</b> .....	46
<b>3.2.5.1. Répartition des fluides coté calandre ou tubes :</b> .....	46
<b>3.2.5.2. Vitesse des fluides de la calandre et du tube :</b> .....	46
<b>3.2.5.3. Températures des fluides :</b> .....	47
<b>3.2.5.4. La chute de pression :</b> .....	47
<b>3.2.5.5. Propriétés physiques des fluides :</b> .....	48
<b>3.2.5.6. Propriétés physiques des matériaux :</b> .....	48
<b>3.2.6. Coefficient de transfert de chaleur et chute de pression coté tube :</b> .....	49

3.2.6.1. Ecoulement turbulent :	49
3.2.6.2. Ecoulement laminaire :	49
3.2.6.3. Facteur de transfert de chaleur ( $jh$ ):	50
3.2.7. Coefficient de transfert de chaleur et chute de pression coté calandre	51
3.2.7.1. Schéma d'écoulement :	51
3.2.7.2. Méthode de Kern :	52
3.2.7.3. Méthode de Bell-Delaware :	56
3.2.7.4. Comparaison entre les deux méthodes :	57
<b>Conclusion :</b>	59

## Chapitre III : Calcul Thermique d'Echangeurs de Chaleur Tube et Calandre

---

<b>Introduction</b>	56
1- Géométrie :	56
2- Hypothèses :	57
3- Algorithme.....	58
4- Les étapes de la conception des échangeurs de chaleur à tube et à calandre	59
5- Récapitulatif des résultats :	68
6- Programmation MATLAB	69
6-1 Les valeur D'Entrées.....	69
6-2 Formulation	70
6-3 Les valeur De Sorties.....	75
7- Résultats et discussion :	75
<b>Conclusion</b>	84
<b>Conclusion Générale :</b>	81
<b>Références Bibliographiques :</b>	82

## **Résumé :**

Ce travail présente les principes permettant de dimensionner un échangeur de chaleur et d'évaluer les performances d'un échangeur existant, en mettant l'accent sur un échangeur de type tube et calandre. Deux approches sont décrites, une approche analytique et une approche numérique. Dans l'approche analytique, la méthode de KERN est proposée comme méthode de dimensionnement. Quant à l'approche numérique, le logiciel Hysys est utilisé pour le dimensionnement et la conception.

## **الملخص :**

يقدم هذا العمل مبادئ تحديد حجم المبادل الحراري وتقييم أداء المبادل الموجود، مع التركيز على المبادل من النوع الأنبوبي والغلافي. يتم وصف نهجين، النهج التحليلي والنهج العددي. في النهج التحليلي، تم اقتراح طريقة KERN كطريقة للتحجيم. أما بالنسبة للنهج الرقمي، فيتم استخدام برنامج Hysys لتحديد الحجم والتصميم.

## **Summary :**

This work presents the principles for sizing a heat exchanger and evaluating the performance of an existing exchanger, with emphasis on a tube and shell type exchanger. Two approaches are described, an analytical approach and a numerical approach. In the analytical approach, the KERN method is proposed as a sizing method. As for the digital approach, Hysys software is used for sizing and design.

**Les mots clés :** Échangeur de chaleur, transfert thermique, fiscaux et calandre

## *Liste des figures:*

Figure 1 : Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à co-courant.....	4
Figure 2 : Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à contre-courant .....	6
Figure 3 Échangeurs de chaleur à courants croisés.....	7
Figure 4 :l'échangeur de chaleur tubulaire Caloduc.....	9
Figure 5 : échangeur de chaleur tubulaire coaxial .....	10
Figure 6 : Échangeur de chaleur à faisceaux de tubes et calandre .....	10
Figure 7 : l'échangeur de chaleur tubulaire à serpentín hélicoïdal.....	11
Figure 8 : l'échangeur de chaleur tubulaire à faisceau de tubes .....	11
Figure 9 : l'échangeur de chaleur à faisceau de tubes lisse .....	12
Figure 10 : l'échangeur de chaleur à faisceau de tubes à ailettes .....	12
Figure 11 :l'échangeur de chaleur à faisceau de tubes à mini ou macro-canaux avec ailettes.....	13
Figure 12 : l'échangeur de chaleur à plaques et joints. ....	14
Figure 13 : l'échangeur de chaleur à plaques brasées. ....	14
Figure 14 : échangeur de chaleur à plaques soudées. ....	14
Figure 15 : l'échangeur de chaleur à plaques spiralées .....	15
Figure 16 : l'échangeur de chaleur à plaques gravées .....	15
Figure 17 : Échangeur de chaleur à ailettes .....	16
Figure 18 : Régénérateur Rotatif.....	16
Figure 19 : Condensation extérieur et intérieur aux tubes .....	18
Figure 20 : échangeur sale et propre .....	19
Figure 21 : Encrassement particulaire.....	20
Figure 22 : Importante de corrosion.....	21
Figure 23 : entartage d'une chaudière à tube d'un fumé.....	21
Figure24 : Echangeur de chaleur à tubes et calandre:.....	25
Figure25 : Cloisons tubulaires typiques pour arrangement multi passe. (a) tube en U et (b) tubes droits. A – A: vue avant et B – B: vue arrière.....	26
Figure 26 : Plaque tubulaire. ....	27
Figure 27 : Agencements des tubes dans les échangeurs de chaleur à calandre et tubes.....	28
Figure 28 : Calcul du jeu entre faisceau et calandre. ....	30
Figure 29 : Chicanage par disques et couronnes.....	31
Figure 30 : Chicanage annulaire .....	32
Figure 31 : Chicanage horizontal. ....	32
Figure 32 : Chicanage vertical. ....	33
Figure 33 : Echangeur de chaleur à tête flottante.....	34
Figure 34 : Echangeur à plaque tubulaires fixes. ....	35
Figure 35 : Echangeur à tubes en U. ....	36
Figure 36 : Logique de la phase de dimensionnement thermique.....	38
Figure 37 : Principe de calcul thermique d'un échangeur. ....	39

Figure 38 : Profils de température. (a) échangeur à contre-courant. (b) échangeur 1:2. ....	41
Figure 39 : Facteur de correction pour un échangeur de type.....	43
Figure 40 : Logique de calcul par la méthode NUT .....	44
Figure 41 : coefficient de transfert de chaleur de tube.....	50
Figure 42 : Facteurs de frottement côté tube.....	51
Figure 43 : Débit idéal de l'écoulement principal.....	52
Figure44 : Diamètre équivalent, sections transversales et périmètres mouillés. ....	53
Figure 45 : Facteurs de transfert de chaleur côté calandre, chicanes segmentaires. ....	54
Figure 46 : Facteurs de frottement côté calandre, chicanes segmentaires. ....	54
Figure 47 : Disposition à pas triangulaire .....	57
Figure 48 : Étapes de la conception des échangeurs de chaleur à tube et à calandre." .....	59
Figure 49: changement la valeur de Coefficient global de transmission de chaleur (U) par rapport de changement les diamètres .....	76
Figure 50 : changement la valeur de chute de pression par rapport de changement la longueur utile ..	77
Figure 51 : changement la valeur de Coefficient global de transmission de chaleur (U) par rapport de changement de l'espacement des chicanes .....	78
Figure 52 : changement changement la valeur de chute de pression par rapport de de l'espacement des chicanes.....	79
Figure 53 : changement la valeur de Coefficient global de transmission de chaleur (U) par rapport de changement de le Pas .....	80
Figure 54 : l'impact de les différent matériaux de construire sur le Coefficient global de transmission de chaleur (U) .....	83

## **Liste des tableaux :**

Tableau 1 : Constantes à utiliser dans l'équation (II-1)[13] .....	29
Tableau 2 : Conductivité thermique des métaux plus connus[14] .....	49
Tableau 3 : Spécification technique des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur.....	60
Tableau 4 : Les propriétés physiques des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur .....	61
Tableau 5 : propriétés physiques des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur .....	61
Tableau 6 l'impact des diamètres sur le Coefficient global de transmission de chaleur (U) et la chute de pression .....	76
Tableau 7 :l'impact de la longueur utile sur le Coefficient global de transmission de chaleur (U) et la chute de pression.....	77
Tableau 8 : l'impact de l'espacement des chicanes sur la chute de pression. ....	78
Tableau 9 : l'impact du pas sur la chute de pression. ....	80
Tableau 10 : l'impact de les différent matériaux de construire sur le Coefficient global de transmission de chaleur (U) et la chute de pression .....	82

## ***Nomenclatures :***

**A** : Surface du transfert de chaleur ( $m^2$ )

**Ds** : Le diamètre interne de la calandre (m)

**di** : Diamètre intérieur du tube (m)

**de** : Diamètre extérieure du tube (m)

**Dh** : Diamètre équivalent (m)

**Db** : Le diamètre du faisceau (m)

**d** : Epaisseur de tube (m)

**L** : La longueur de tube (m)

**l** : Espacement des chicanes (m)

**Qv** : Le débit volumique ( $m^3/s$ )

**DTLM** : La différence de température logarithmique moyenne (K)

**U<sub>o</sub>** : Coefficient globale du transfert de chaleur  $W/m^2 \cdot ^\circ C$

**Hi** : Coefficient du film interne ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

**Hs** : Coefficient du film externe ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ )

**Cp** : Capacité spécifique du fluide,  $J/Kg \cdot ^\circ C$

**Re** : Nombre de Reynold

**Pr** : Nombre de Prandtl

**V** : La vitesse coté tube (m/s)

**Np** : Nombre de passe coté tube

## ***Introduction générale :***

L'échangeur de chaleur occupe une place essentielle dans les installations thermiques et énergétiques en tant qu'appareil thermique de grande importance. Dans chaque installation thermique, on trouve au moins un échangeur de chaleur. Parmi les différents types d'échangeurs existants dans l'industrie, les Echangeurs de Chaleur Tube et Calandre

les Echangeurs de Chaleur Tube et Calandre parmi les plus largement utilisés dans le secteur industriel. Bien que cette technologie ancienne soit de plus en plus concurrencée, elle reste indispensable, en particulier pour les fluides à haute pression ou à viscosité élevée.

Le calcul des échangeurs de chaleur vise principalement à trouver un compromis entre le transfert de chaleur et la perte de charge. Il est essentiel de maximiser le transfert de chaleur tout en minimisant la perte de charge.

L'étude de cet appareil est complexe et nécessite une connaissance précise de sa géométrie (surface d'échange et section de passage des fluides), ainsi que de ses caractéristiques, telles que les vitesses d'écoulement des fluides et les températures d'entrée et de sortie.

Notre travail repose sur deux approches : une étude analytique et une étude numérique réalisée à l'aide du logiciel MATLAB2008a, afin d'illustrer les résultats obtenus.

Ce mémoire est divisé en trois chapitres :

1. Le premier chapitre présente une introduction générale sur les différents types d'échangeurs de chaleur, ainsi qu'une description détaillée de l'échangeur tubulaire à tube et calandre.
2. Le deuxième chapitre explique le principe de fonctionnement de l'échangeur de chaleur à tube et calandre, ainsi que les formulations de base associées.
3. Le dernier chapitre présente une étude approfondie des calculs de dimensionnement en utilisant deux approches : l'approche analytique et l'approche numérique.

En conclusion, une synthèse générale de ce travail sera abordée.

# Chapitre I

**Introduction :**

Les échangeurs de chaleur sont des équipements primordiaux dans les installations industrielles, car ils permettent de transmettre une quantité importante de chaleur d'un fluide à un autre.

En effet, environ 90% des transferts d'énergie dans l'industrie sont réalisés grâce à des échangeurs de chaleur. Dans la plupart des cas, les deux fluides sont séparés par une paroi à travers laquelle les échanges se font par conduction. Bien que la transmission de chaleur fluide-paroi soit principalement due à la convection, le rayonnement peut intervenir si les différences de température sont très importantes entre un fluide semi-transparent et la paroi, bien que cela ne soit pas souvent le cas dans les applications pratiques.

Certains échangeurs de chaleur impliquent un changement de phase de l'un des deux fluides, tels que les condenseurs, évaporateurs, bouilleurs et tours de refroidissement. Parmi les différents types d'échangeurs existants dans l'industrie, l'échangeur à tube et calandre est largement utilisé, et c'est justement sur ce type d'échangeur que notre étude se concentre. [1]

**1. L'utilisation d'un échangeur de chaleur :**

Un échangeur de chaleur est un dispositif qui permet de transférer de la chaleur d'un fluide à un autre fluide sans qu'ils se mélangent directement. Il est utilisé dans de nombreuses applications industrielles et domestiques pour récupérer la chaleur perdue et l'utiliser à d'autres fins, ou pour éliminer la chaleur excessive et maintenir les fluides à une température de fonctionnement optimale. Voici quelques exemples d'applications courantes de l'échangeur de chaleur :

- ❖ **Climatisation** : les échangeurs de chaleur sont utilisés dans les systèmes de climatisation pour transférer la chaleur de l'air à l'eau ou au liquide de refroidissement.
- ❖ **Production d'énergie** : dans les centrales thermiques, l'échangeur de chaleur est utilisé pour récupérer la chaleur des gaz d'échappement et la transférer à l'eau pour produire de la vapeur qui actionne une turbine pour produire de l'électricité.
- ❖ **Traitement des eaux usées** : les échangeurs de chaleur sont utilisés dans les stations d'épuration pour récupérer la chaleur des eaux usées et la transférer à l'eau propre.
- ❖ **Processus industriels** : dans de nombreuses industries, l'échangeur de chaleur est utilisé pour refroidir ou chauffer les fluides de processus tels que les liquides de refroidissement, les huiles, les gaz et les liquides.

L'utilisation d'un échangeur de chaleur peut offrir de nombreux avantages, notamment une réduction des coûts de fonctionnement et d'énergie, une augmentation de l'efficacité énergétique, une

réduction des émissions de gaz à effet de serre et une amélioration de la durée de vie des équipements. [2]

## 2. Classification des échangeurs :

Classement des échangeurs : Les échangeurs de chaleur sont généralement classés soit par rapport au sens d'écoulement dans ces derniers, soit par rapport à leurs fonctions. En effet, les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon différentes méthodes, dont deux principales sont :

### 2.1. Selon le sens d'écoulement :

#### 2.1.1. Echangeur à co-courant :

Un échangeur à co-courant est un type d'échangeur de chaleur dans lequel les deux fluides circulent dans la même direction. Cela signifie que le fluide chaud et le fluide froid entrent dans l'échangeur du même côté et circulent parallèlement l'un à l'autre le long de l'échangeur.

Lorsque les fluides circulent en co-courant, la différence de température entre les fluides diminue progressivement le long de l'échangeur. Plus précisément, la température du fluide chaud diminue tandis que la température du fluide froid augmente, mais à un rythme de plus en plus lent au fur et à mesure que les deux fluides se rapprochent de la sortie de l'échangeur. Au point de sortie, les températures des deux fluides sont plus proches l'une de l'autre qu'au début de l'échangeur.

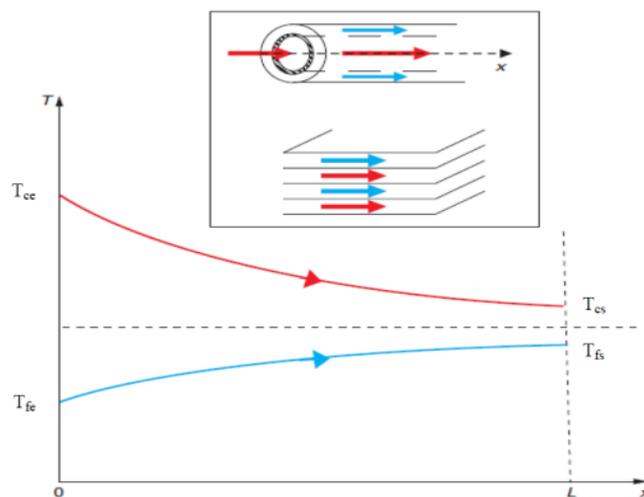


Figure 1 : Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à co-courant.

L'avantage de l'échangeur à co-courant est qu'il permet d'obtenir un échange de chaleur plus efficace que l'échangeur à contre-courant dans certaines situations. Cela est dû au fait que les fluides ont une différence de température plus faible à la sortie de l'échangeur, ce qui signifie qu'il est possible d'atteindre des températures plus élevées pour le fluide froid et des températures plus basses pour le fluide chaud. Cela peut être utile dans des processus industriels ou des systèmes de climatisation et de chauffage. [3]

### **2.1.2. Échangeurs de chaleur à contre-courant :**

Un échangeur de chaleur à contre-courant est un type d'échangeur de chaleur dans lequel les deux fluides circulent dans des directions opposées. Cela signifie que le fluide chaud entre dans l'échangeur du côté opposé au fluide froid et circule en sens inverse le long de l'échangeur.

Lorsque les fluides circulent en contre-courant, la différence de température entre les fluides est maximale à travers tout l'échangeur. Plus précisément, la température du fluide chaud diminue rapidement tandis que la température du fluide froid augmente rapidement, ce qui entraîne une différence de température élevée entre les deux fluides. Au point de sortie, les températures des deux fluides sont les plus éloignées l'une de l'autre.

Les échangeurs de chaleur à contre-courant sont efficaces pour maximiser l'échange de chaleur entre les deux fluides. Cela est dû au fait que la différence de température entre les fluides est maximale tout au long de l'échangeur, ce qui permet d'obtenir une efficacité élevée de transfert de chaleur. Les échangeurs de chaleur à contre-courant sont utilisés dans de nombreux domaines, notamment dans l'industrie chimique, pétrochimique, pharmaceutique et dans les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation. [3]

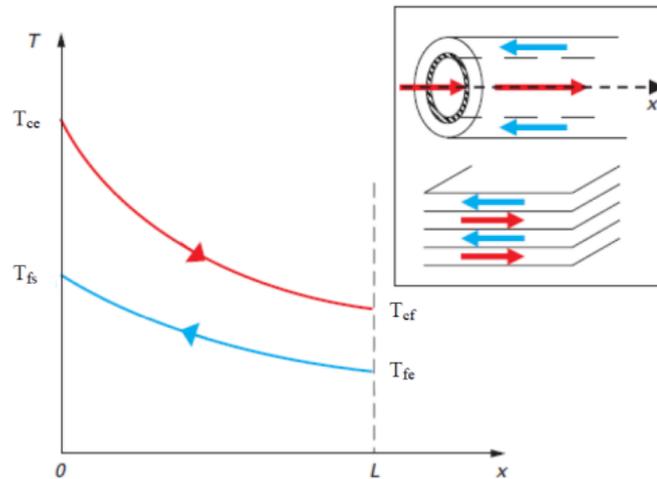
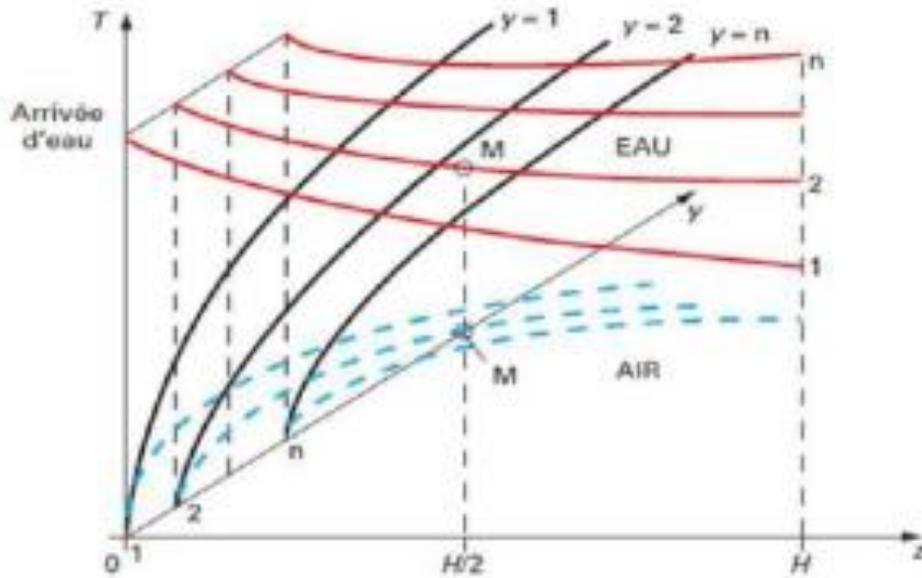


Figure 2 : Evolution des températures du fluide chaud et du fluide froid le long d'un échangeur à contre-courant

**2.1.3. Échangeurs de chaleur à courants croisés :**

Un échangeur de chaleur à courants croisés est un type d'échangeur de chaleur dans lequel les deux fluides circulent perpendiculairement l'un à l'autre. Cela signifie que le fluide chaud et le fluide froid entrent dans l'échangeur de chaleur de côtés opposés et circulent perpendiculairement l'un à l'autre.

Dans un échangeur de chaleur à courants croisés, les fluides sont généralement séparés par un matériau de transfert de chaleur, tel qu'un échangeur de plaques, des tubes, ou des ailettes. Ce matériau permet un transfert de chaleur efficace entre les deux fluides tout en les empêchant de se mélanger.



**Figure 3 Échangeurs de chaleur à courants croisés**

L'avantage des échangeurs de chaleur à courants croisés est qu'ils permettent un transfert de chaleur très efficace, car les deux fluides sont en contact direct et que la surface de transfert de chaleur est maximisée. Les échangeurs de chaleur à courants croisés sont utilisés dans de nombreuses applications industrielles, telles que la production d'énergie, la chimie, la pétrochimie, l'industrie alimentaire et dans les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation. [2-4]

## 2.2. Selon leur mode de fonctionnement :

- Échangeurs de chaleur pour le chauffage : Ils permettent de transférer de la chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid pour le chauffer.
- Échangeurs de chaleur pour le refroidissement : Ils permettent de transférer de la chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid pour le refroidir.
- Échangeurs de chaleur pour la récupération d'énergie : Ils permettent de récupérer la chaleur d'un fluide chaud pour la réutiliser dans un autre processus.
- Échangeurs de chaleur pour la climatisation : Ils permettent de transférer de la chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid pour réguler la température de l'air.
- Échangeurs de chaleur pour le traitement thermique : Ils permettent de chauffer ou de refroidir des matériaux pour leur traitement thermique.

Ces classifications ne sont pas exhaustives, mais elles donnent un aperçu des différentes façons de classer les échangeurs de chaleur. Il est important de noter que les échangeurs de chaleur peuvent appartenir à plusieurs catégories. Ces classifications ne sont pas exhaustives, mais elles donnent un aperçu des différentes façons de classer les échangeurs de chaleur. Il est important de noter que les échangeurs de chaleur peuvent appartenir à plusieurs catégories en même temps en fonction de leur configuration, de leur mode de transfert de chaleur, de leur fluide ou de leur application. [7]

### **3. Evolution des températures le long d'un échangeur :**

Lorsqu'un fluide chaud circule à travers un échangeur de chaleur, il cède de la chaleur à un autre fluide plus froid qui circule à contre-courant ou en co-courant, selon le type d'échangeur. Au cours de cet échange de chaleur, les températures des deux fluides évoluent.

Si l'on considère un échangeur de chaleur idéal sans perte de chaleur et avec des écoulements laminaire et uniforme, les températures des deux fluides varient linéairement le long de l'échangeur. Plus précisément, la température du fluide chaud diminue linéairement de l'entrée à la sortie de l'échangeur, tandis que la température du fluide froid augmente linéairement de l'entrée à la sortie. Au point de sortie de l'échangeur, les températures des deux fluides sont égales.

Cependant, en pratique, les échanges de chaleur ne sont pas idéaux et il peut y avoir des pertes de chaleur, des écoulements turbulents et des gradients de température non linéaires. Par conséquent, les températures des fluides peuvent varier de manière plus complexe le long de l'échangeur. Ces variations peuvent être modélisées et prédites à l'aide de simulations numériques ou de modèles mathématiques en fonction des propriétés thermiques et des conditions d'écoulement des fluides. [5]

### **4. Types d'échangeurs de chaleur :**

Les échangeurs de chaleur thermique sont des dispositifs qui permettent le transfert de chaleur d'un fluide à un autre, dans le but de chauffer ou refroidir des processus industriels. Il existe différents types d'échangeurs de chaleur thermique, dont trois des plus courants sont l'échangeur tubulaire, l'échangeur à plaques et le régénérateur.

L'échangeur tubulaire utilise un ensemble de tubes à l'intérieur d'un boîtier, où les deux fluides circulent de part et d'autre de ces tubes. Le transfert de chaleur s'effectue à travers les parois des tubes, ce qui permet un échange de chaleur efficace.

L'échangeur à plaques, également connu sous le nom d'échangeur à plaques et joints, est constitué d'un ensemble de plaques empilées, séparées par des joints étanches. Les deux fluides circulent de part et d'autre de ces plaques, permettant un transfert de chaleur efficace grâce à une grande surface d'échange.

Le régénérateur est un dispositif qui permet de récupérer la chaleur d'un fluide qui quitte un système en le faisant passer à travers un matériau solide qui a été préalablement chauffé. Lorsque le fluide repasse à travers ce matériau solide, il récupère la chaleur qui avait été emmagasinée précédemment. Chacun de ces types d'échangeurs peut être utilisé dans des applications spécifiques en fonction des besoins de transfert de chaleur. [7]

#### **4.1. Les échangeurs tubulaires :**

Il existe cinq types d'échangeurs de chaleur tubulaires couramment utilisés, chacun avec ses propres caractéristiques et applications spécifiques.

Le premier type d'échangeur de chaleur tubulaire est l'échangeur de chaleur tubulaire Caloduc. Ce type d'échangeur de chaleur utilise un tube à double paroi rempli d'un liquide de travail, généralement un liquide qui s'évapore facilement comme l'ammoniac. Lorsque la chaleur est appliquée à une extrémité du tube, le liquide de travail s'évapore et transporte la chaleur à l'autre extrémité du tube, où il se condense et libère la chaleur. [6]



**Figure 4 :l'échangeur de chaleur tubulaire Caloduc.**

Le deuxième type d'échangeur de chaleur tubulaire est l'échangeur de chaleur tubulaire coaxial. Ce type d'échangeur de chaleur utilise deux tubes concentriques, un à l'intérieur de l'autre, avec un fluide qui circule dans chaque tube. Le fluide chaud circule dans l'espace entre les deux tubes, tandis que le fluide froid circule à travers le tube intérieur. [6]

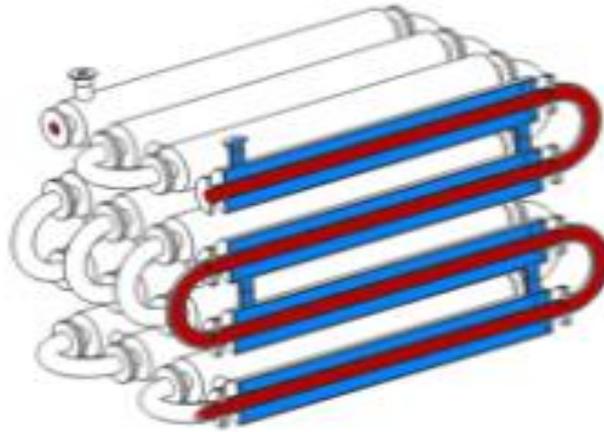


Figure 5 : échangeur de chaleur tubulaire coaxial

Le troisième type d'échangeur de chaleur tubulaire est l'échangeur de chaleur tubulaire à tubes et calandre. Ce type d'échangeur de chaleur utilise des tubes droits qui traversent une calandre, un assemblage de plaques avec des orifices. Le fluide chaud circule à travers les tubes, tandis que le fluide froid circule à travers la calandre et est en contact avec les tubes. [11]

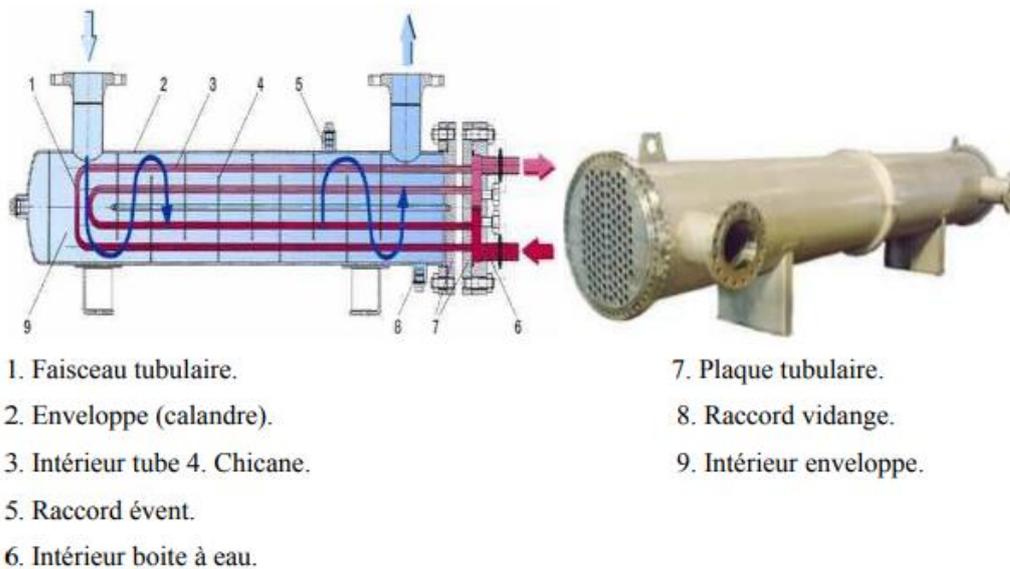


Figure 6 : Échangeur de chaleur à faisceaux de tubes et calandre [11]

Le quatrième type d'échangeur de chaleur tubulaire est l'échangeur de chaleur tubulaire à serpentin hélicoïdal. Ce type d'échangeur de chaleur utilise un tube qui est enroulé en spirale pour former une série de boucles. Le fluide chaud circule à travers le tube, tandis que le fluide froid circule à travers l'espace entre les boucles. [13]

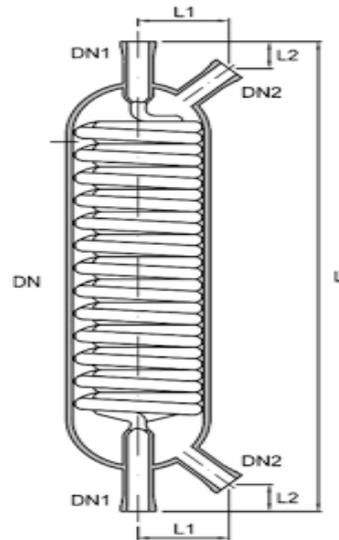


Figure 7 : l'échangeur de chaleur tubulaire à serpentin hélicoïdal.

Le cinquième et dernier type d'échangeur de chaleur tubulaire est l'échangeur de chaleur tubulaire à faisceau de tubes. Ce type d'échangeur de chaleur utilise plusieurs tubes droits assemblés en un faisceau. Le fluide chaud circule à travers les tubes, tandis que le fluide froid circule à travers l'espace entre les tubes. [12]



Figure 8 : l'échangeur de chaleur tubulaire à faisceau de tubes

Il existe trois types d'échangeurs de chaleur à faisceau de tubes couramment utilisés, chacun avec ses propres caractéristiques et applications spécifiques.

Le premier type d'échangeur de chaleur à faisceau de tubes est l'échangeur de chaleur à faisceau de tubes lisse. Dans ce type d'échangeur de chaleur, les tubes sont disposés soit en quinconce, soit

alignés, sans ailettes. Ce type d'échangeur de chaleur est utilisé lorsque la différence de température entre les fluides est faible. [12]

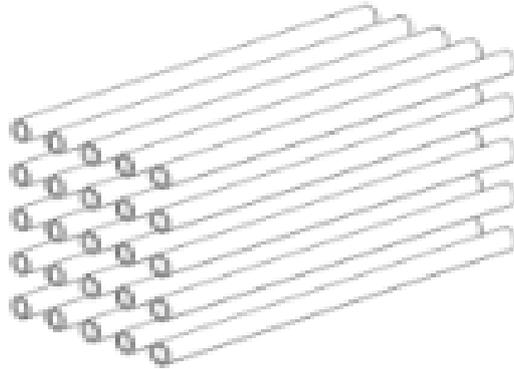


Figure 9 : l'échangeur de chaleur à faisceau de tubes lisse

Le deuxième type d'échangeur de chaleur à faisceau de tubes est l'échangeur de chaleur à faisceau de tubes à ailettes. Dans ce type d'échangeur de chaleur, les tubes sont disposés soit en quinconce, soit alignés, et sont munis d'ailettes pour augmenter la surface d'échange de chaleur. Ce type d'échangeur de chaleur est utilisé lorsque la différence de température entre les fluides est importante. [12]

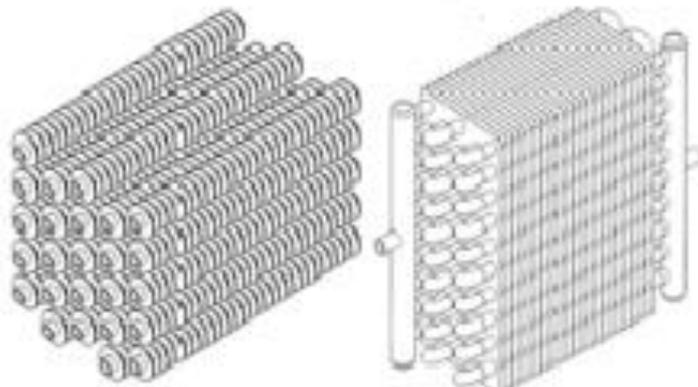


Figure 10 : l'échangeur de chaleur à faisceau de tubes à ailettes

Le troisième type d'échangeur de chaleur à faisceau de tubes est l'échangeur de chaleur à faisceau de tubes à mini ou macro-canaux avec ailettes. Dans ce type d'échangeur de chaleur, les tubes sont disposés avec de petits canaux ou des canaux plus larges, appelés macro-canaux, et sont munis d'ailettes pour augmenter la surface d'échange de chaleur. Ce type d'échangeur de chaleur est utilisé lorsque les débits des fluides sont élevés et que la différence de température entre les fluides est importante. [12]

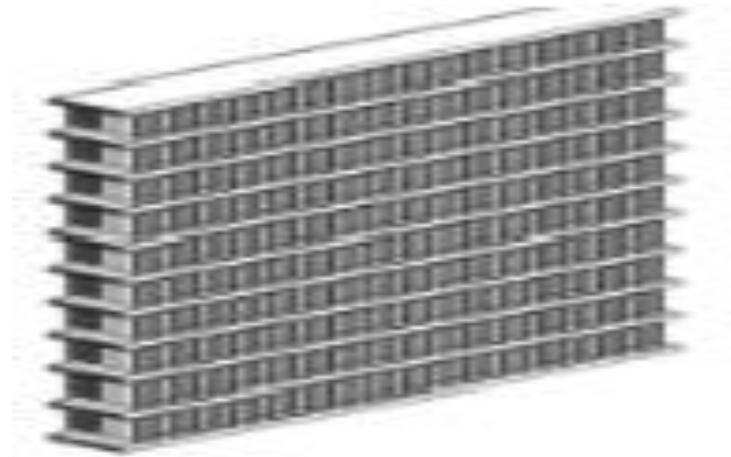


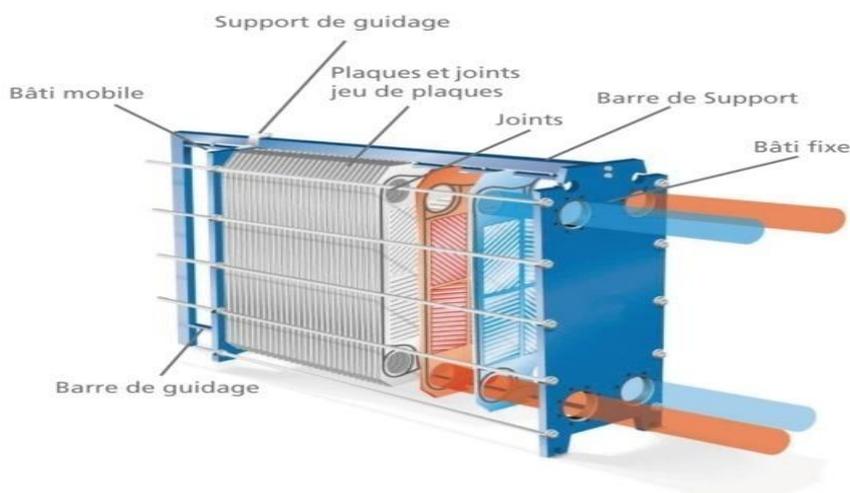
Figure 11 : l'échangeur de chaleur à faisceau de tubes à mini ou macro-canaux avec ailettes

Chacun de ces types d'échangeurs de chaleur peut être utilisé dans des applications spécifiques en fonction des besoins de transfert de chaleur.

#### 4.2. L'échangeur à plaques :

Les échangeurs de chaleur à plaques sont des dispositifs de transfert de chaleur qui utilisent des plaques empilées pour transférer la chaleur entre deux fluides. Il existe six types d'échangeurs de chaleur à plaques couramment utilisés, chacun avec ses propres caractéristiques et applications spécifiques.

Le premier type d'échangeur de chaleur à plaques est l'échangeur de chaleur à plaques et joints. Dans ce type d'échangeur de chaleur, les plaques sont fixées ensemble par des joints élastomères, ce qui permet un démontage facile pour le nettoyage et la maintenance. Ce type d'échangeur de chaleur est couramment utilisé dans les applications industrielles, telles que la climatisation et le refroidissement. [8]



**Figure 12 : l'échangeur de chaleur à plaques et joints.**

Le deuxième type d'échangeur de chaleur à plaques est l'échangeur de chaleur à plaques brasées. Dans ce type d'échangeur de chaleur, les plaques sont brasées ensemble pour former un ensemble compact et étanche. Ce type d'échangeur de chaleur est couramment utilisé dans les applications de chauffage et de refroidissement des bâtiments, ainsi que dans les systèmes de climatisation. [8]

**Figure 13 : l'échangeur de chaleur à plaques brasées.**

Le troisième type d'échangeur de chaleur à plaques est l'échangeur de chaleur à plaques soudées. Dans ce type d'échangeur de chaleur, les plaques sont soudées ensemble pour former un ensemble compact et étanche. Ce type d'échangeur de chaleur est couramment utilisé dans les applications industrielles, telles que le traitement chimique et les usines de production. [6]

**Figure 14 : échangeur de chaleur à plaques soudées.**

Le quatrième type d'échangeur de chaleur à plaques est l'échangeur de chaleur à plaques spiralées. Dans ce type d'échangeur de chaleur, les plaques sont enroulées en spirale pour former un ensemble compact et étanche. Ce type d'échangeur de chaleur est couramment utilisé dans les applications de refroidissement des moteurs et dans les échangeurs de chaleur à haute pression. [8]

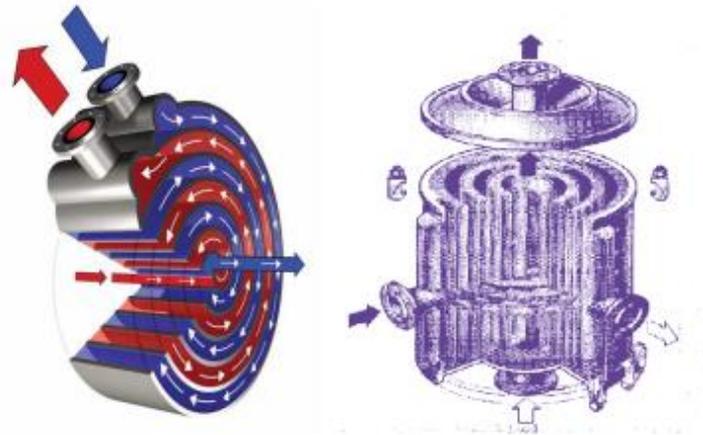


Figure 15 : l'échangeur de chaleur à plaques spiralées

Le cinquième type d'échangeur de chaleur à plaques est l'échangeur de chaleur à plaques gravées. Dans ce type d'échangeur de chaleur, les plaques sont gravées pour créer des canaux de transfert de chaleur. Ce type d'échangeur de chaleur est couramment utilisé dans les applications de refroidissement des moteurs et dans les échangeurs de chaleur à haute pression. [8]

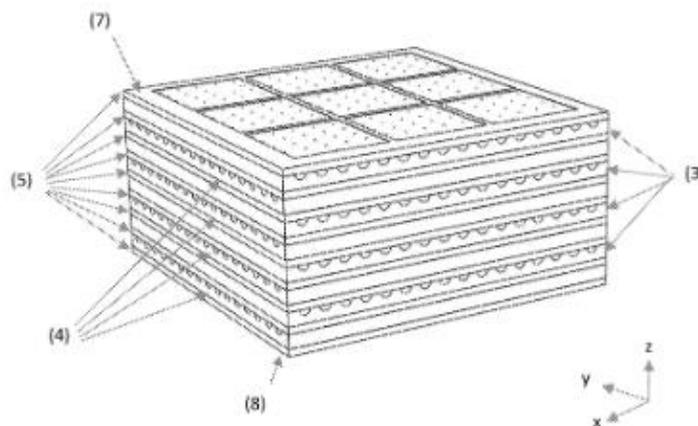


Figure 16 : l'échangeur de chaleur à plaques gravées

Le sixième type d'échangeur de chaleur à plaques est l'échangeur de chaleur à plaques à ailettes. Dans ce type d'échangeur de chaleur, les plaques sont munies d'ailettes pour augmenter la surface d'échange de chaleur. Ce type d'échangeur de chaleur est couramment utilisé dans les applications de climatisation et de refroidissement des bâtiments. [9]

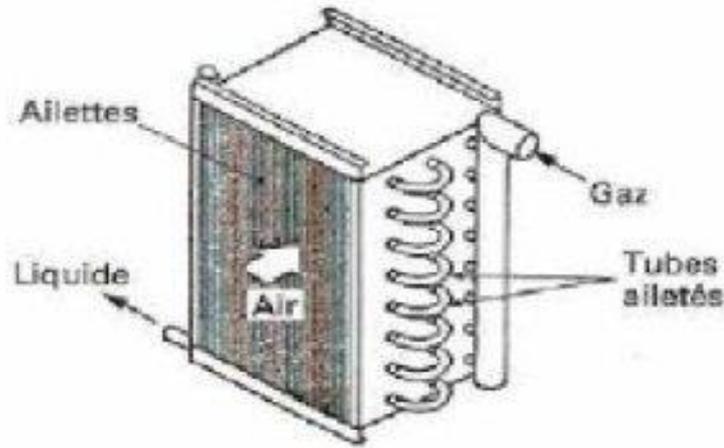


Figure 17 : Échangeur de chaleur à ailettes[7]

**4.3. Régénérateur :**

Les échangeurs de chaleur de type Régénérateur se présentent sous deux formes : les Régénérateurs Rotatifs et les Régénérateurs de Matrice Fixe.

Les Régénérateurs Rotatifs utilisent un tambour rotatif rempli de matériaux de stockage de chaleur. Les gaz chauds passent à travers le tambour, chauffant le matériau de stockage. Ensuite, le tambour tourne pour permettre aux gaz froids de passer à travers le matériau de stockage chauffé, transférant ainsi la chaleur du matériau de stockage aux gaz froids. [10]

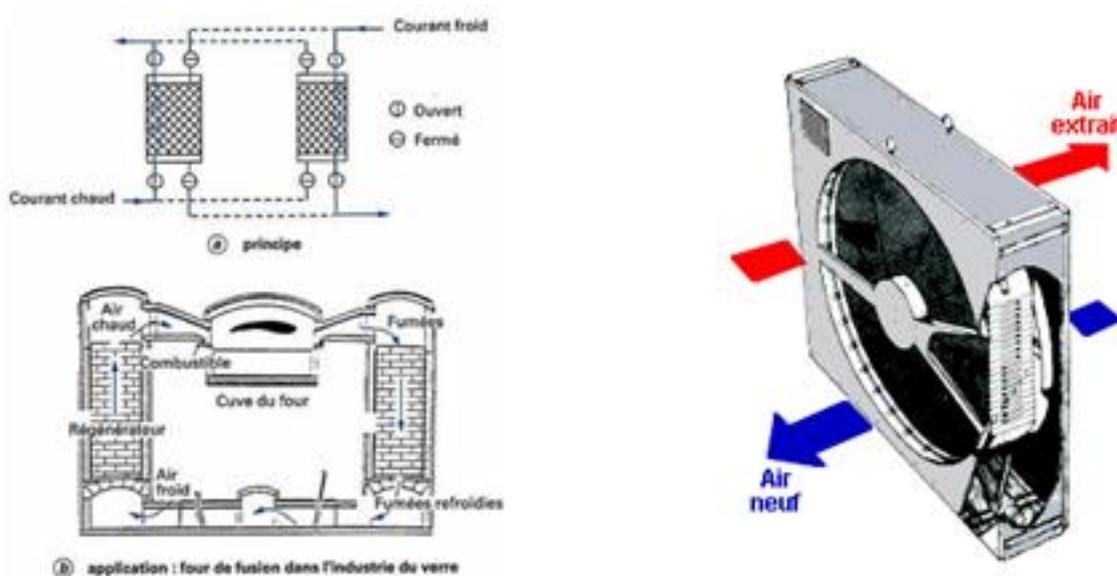


Figure 18 : Régénérateur Rotatif

Les Régénérateurs de Matrice Fixe, quant à eux, utilisent une matrice fixe de matériaux de stockage de chaleur. Les gaz chauds passent à travers la matrice et chauffent le matériau de stockage.

Ensuite, les gaz froids passent à travers la matrice, transférant la chaleur du matériau de stockage aux gaz froids. [11]

Les Régénérateurs sont souvent utilisés dans les systèmes de récupération de chaleur, où ils permettent de récupérer la chaleur perdue dans les processus industriels et de la réutiliser pour préchauffer les flux de gaz ou de liquide entrants. Les Régénérateurs Rotatifs sont souvent utilisés pour les applications à haute température, tandis que les Régénérateurs de Matrice Fixe sont souvent utilisés pour les applications à basse température.

#### **4.4. Types des condenseurs tubulaires :**

Le but de ces échangeurs est de condenser une vapeur à l'aide d'un fluide réfrigérant. Ils concernent des secteurs d'activité très variés comme la production d'énergie (centrale thermique), les industries chimiques (colonnes à distillation), les industries du génie climatique, de l'agro-alimentaire, du séchage ...etc.

Il existe plusieurs types de condenseurs tubulaires, notamment :

- ❖ Les condenseurs à refroidissement par eau : ces condenseurs utilisent de l'eau froide pour condenser la vapeur dans les tubes.
- ❖ Les condenseurs à refroidissement par air : ces condenseurs utilisent de l'air ambiant pour refroidir les tubes et condenser la vapeur.
- ❖ Les condenseurs à surface étendue : ces condenseurs ont une grande surface d'échange thermique, ce qui permet un transfert de chaleur efficace.
- ❖ Les condenseurs à faisceaux tubulaires : ces condenseurs ont des tubes disposés en faisceaux, ce qui permet un écoulement plus uniforme du fluide à travers les tubes.
- ❖ Les condenseurs à double tubage : ces condenseurs ont deux tubes concentriques, l'un à l'intérieur de l'autre, permettant un transfert de chaleur plus efficace.
- ❖ Les condenseurs à co-courant et à contre-courant : ces condenseurs sont conçus pour maximiser le transfert de chaleur en faisant circuler le fluide de refroidissement dans le même sens ou en sens inverse de la vapeur à condenser [5]

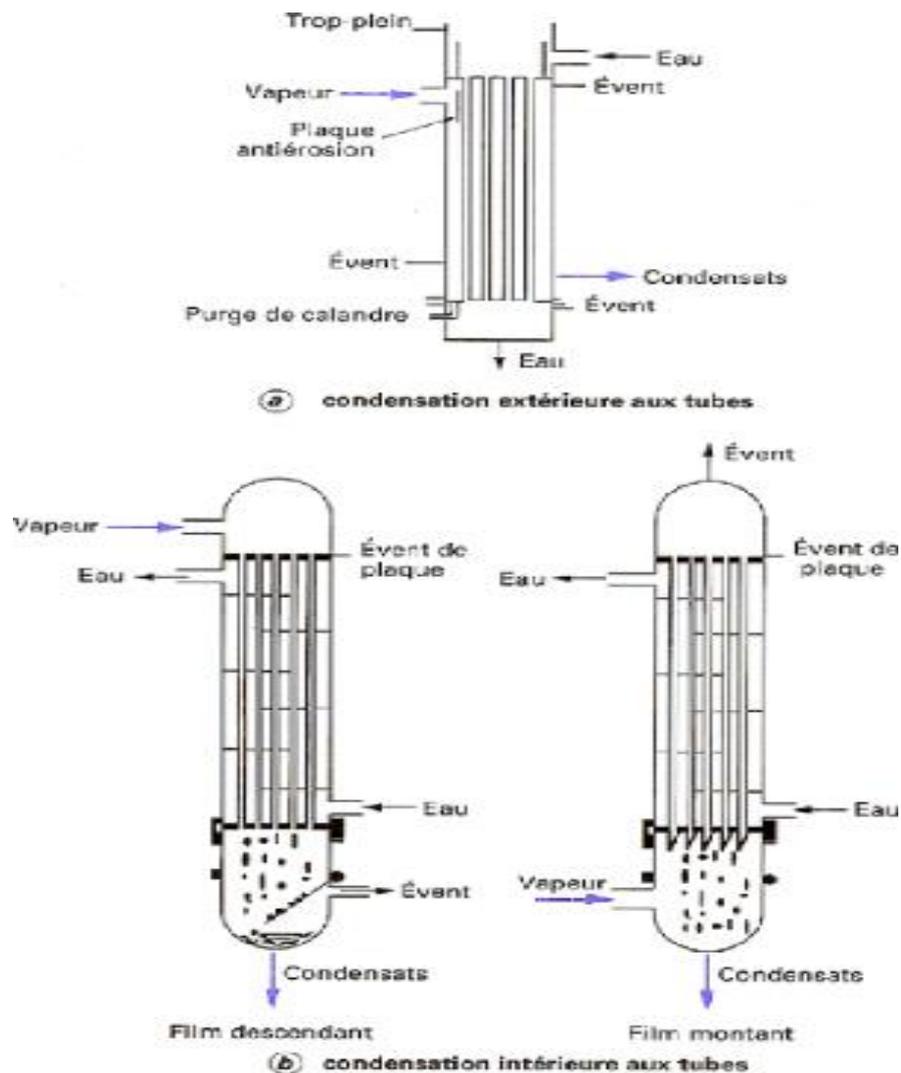


Figure 19 : Condensation extérieur et intérieur aux tubes [5]

### 5. Comparaissant :

Les échangeurs tubulaires : ces échangeurs de chaleur utilisent des tubes pour transférer la chaleur entre les fluides. Ils peuvent être utilisés pour des applications nécessitant des pressions élevées, tels que les sous-stations de chauffage urbain et les applications industrielles. Les avantages des échangeurs tubulaires sont leur flexibilité, leur capacité à résister à des températures élevées et leur facilité d'entretien.

Les échangeurs de chaleur à faisceaux de tubes et calandre : ces échangeurs de chaleur ont des tubes disposés en parallèle fixés à une plaque tubulaire, appelée calandre, permettant aux fluides de circuler à travers les tubes pour échanger de la chaleur. Ils sont souvent utilisés dans les raffineries de pétrole, les centrales électriques et les industries chimiques pour leur grande capacité à échanger de grandes quantités de chaleur. Les avantages des échangeurs de chaleur à faisceaux de tubes et calandre sont leur grande capacité et leur capacité à résister à des températures élevées.

Les échangeurs de chaleur à plaques : ces échangeurs de chaleur ont des plaques empilées avec des canaux pour les fluides chaud et froid, alternant entre les plaques, ce qui permet aux fluides de transférer de la chaleur à travers les plaques. Ils ont une conception compacte et peuvent échanger de la chaleur efficacement à des températures relativement basses. Les échangeurs de chaleur à plaques sont couramment utilisés dans les systèmes de climatisation, les réfrigérateurs et les refroidisseurs de processus. Les avantages des échangeurs de chaleur à plaques sont leur faible encombrement, leur capacité à résister à des pressions élevées et leur faible coût.

Les échangeurs de chaleur à ailettes : ces échangeurs de chaleur ont des ailettes attachées aux tubes pour augmenter la surface de transfert de chaleur, permettant aux fluides de circuler à travers les tubes pour échanger de la chaleur. Ils sont souvent utilisés dans les systèmes de refroidissement des moteurs, les échangeurs de chaleur de récupération de chaleur et les unités de traitement de l'air en raison de leur capacité à échanger de la chaleur efficacement tout en minimisant la pression d'écoulement. Les avantages des échangeurs de chaleur à ailettes sont leur grande efficacité de transfert de chaleur et leur capacité à résister à des températures élevées. [8]

#### **6. Problèmes de Fonctionnement :**

Les échangeurs thermiques sont sujets au développement de phénomènes d'encrassement des liquides et des parois thermiques, en raison des transferts thermiques qui s'y produisent. Cet encrassement se caractérise par l'accumulation d'éléments solides indésirables sur les surfaces d'échange et peut se développer à différentes vitesses, ce qui conduit à la classification de plusieurs types d'encrassement en fonction de la vitesse de développement de la résistance. Afin d'éviter l'encrassement, il est important de surveiller régulièrement les performances de l'échangeur et de mettre en place des procédures de nettoyage régulières pour maintenir une surface d'échange optimale. [18]

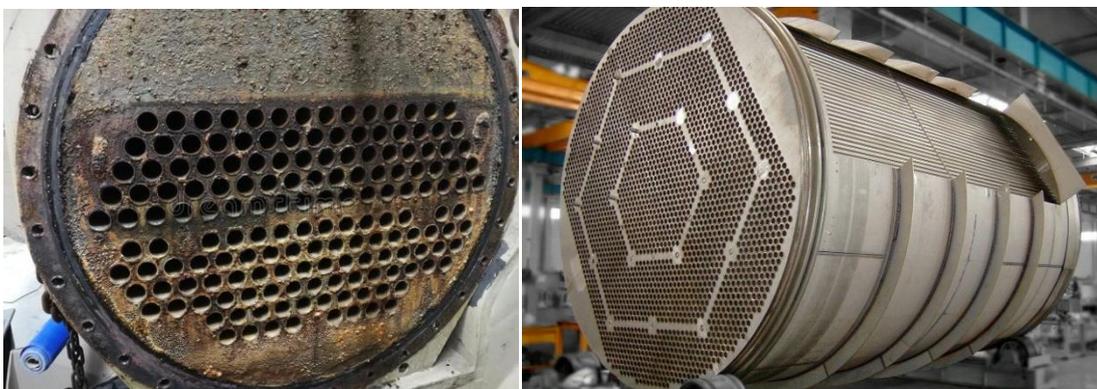


Figure 20 : échangeur sale et propre[18]

### 6.1. Encrassement particulaire :

L'encrassement par dépôt de particules est un phénomène courant dans les échangeurs thermiques et peut être causé par différents fluides industriels, tels que :

- L'eau des chaudières contenant des produits corrosifs tels que des oxydes et hydroxydes de fer.
- Les eaux des tours de refroidissement.
- Les particules transportées par l'air.
- Les écoulements gazeux qui peuvent être fortement chargés de particules de poussières.
- Les fumées industrielles contenant des résidus solides de combustion.

Ces particules peuvent s'accumuler sur les surfaces d'échange et réduire l'efficacité du transfert thermique, augmenter la résistance thermique et affecter la performance de l'échangeur. [18]



Figure 21 : Encrassement particulaire[18]

### 6.2. Encrassement dû à la corrosion :

L'encrassement par tartre est souvent lié à la production de solides cristallins dans une solution liquide. Ce phénomène dépend de la composition de l'eau industrielle et se manifeste par un déplacement de l'équilibre calco-carbonique de l'eau, ce qui favorise la production de tartre en raison de la dureté de l'eau et de l'augmentation de la température. [17]



Figure 22 : **Importante de corrosion**[17].

### 6.3. Entartage :

La formation de tartre dans les circuits industriels est courante et est souvent associée à la production d'un solide cristallin à partir d'une solution liquide. Ce phénomène est principalement dû à la composition de l'eau utilisée dans les processus industriels. En effet, l'équilibre calco-carbonique de l'eau est perturbé, entraînant une production accrue de tartre en raison de la dureté de l'eau et de l'augmentation de la température. [19]

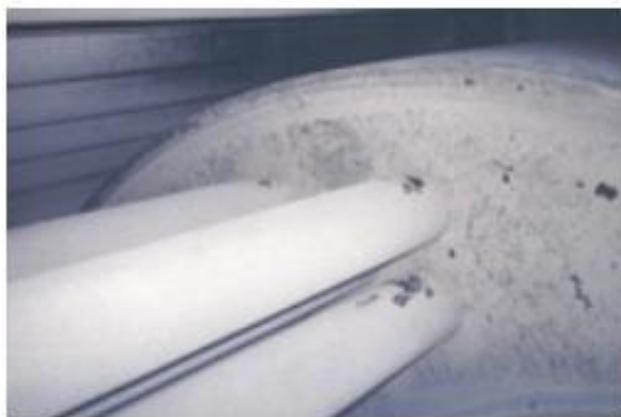


Figure 23 : **entartage d'une chaudière à tube d'un fumé**[19]

### 6.4. Encrassement biologique :

L'encrassement biologique est causé par le développement de micro-organismes tels que les bactéries et les champignons qui forment un film en contact avec la surface d'échange. Dans certains cas, il peut même conduire au développement de coquillages à grande échelle. Les traitements nécessaires impliquent l'utilisation de biocides toxiques pour la plupart des micro-organismes, mais ceux-ci ont une action rapide. La tendance à l'encrassement biologique est inévitable car les bactéries

sont présentes partout dans l'eau et les conditions physico-chimiques dans les échangeurs favorisent leur développement. [15]

### **6.5. Encrassement par réaction chimique :**

L'encrassement par réaction chimique se produit lorsque des solides sont produits par une réaction chimique près d'une surface d'échange et s'y déposent. Il est souvent associé aux réactions de polymérisation, qui peuvent produire un dépôt sur la surface d'échange. Ce type d'encrassement est particulièrement courant dans l'industrie pétrochimique et l'industrie agroalimentaire. [15]

### **6.6. Encrassement par solidification :**

Cet encrassement est causé par la solidification d'un liquide pur lorsqu'il est en contact avec une surface d'échange refroidie, ce qui peut entraîner la formation de glace ou de givre à l'intérieur des conduits. Il peut également se produire lorsque des constituants à haut point de fusion d'un liquide se déposent sur une surface de transfert de chaleur froide, comme le dépôt d'hydrocarbures paraffiniques. En outre, la vapeur peut se déposer sous une forme solide sans passer par l'état liquide, conduisant ainsi à la formation de givre. Ce type d'encrassement est documenté dans l'industrie pétrolière et gazière, ainsi que dans d'autres secteurs industriels tels que l'agroalimentaire. [18]

## **7. Maintenance des échangeurs :**

Lors de l'exploitation des échangeurs, il est important de prendre en compte plusieurs éléments pour éviter l'augmentation de l'encrassement :

- Il faut être attentif à la réduction de la vitesse d'écoulement, qui peut augmenter l'encrassement.
- Le personnel en charge de l'exploitation doit être formé aux mécanismes d'augmentation de l'encrassement.
- Les échangeurs compacts sont plus sensibles à l'encrassement que les autres types d'échangeurs, donc il est important de surveiller les filtres, les doseurs chimiques, les pompes, etc.
- Des procédures claires doivent être établies en cas de blocages ou pour l'entretien des échangeurs.
- Il existe plusieurs méthodes pour nettoyer les échangeurs, en fonction de leur type, de la nature de l'application et des fluides en circulation.
- Si les échangeurs ne peuvent pas être démontés, il est possible de faire circuler de l'eau, des solutions alcalines ou acides, ou d'autres solutions chimiques pour dissoudre les dépôts, ou encore d'injecter de l'air ou de l'azote dans le fluide pour disloquer les dépôts. [14]

**Conclusion :**

Les échangeurs de chaleur sont des équipements essentiels dans de nombreuses industries, mais leur dimensionnement peut être complexe en raison de la variété des fluides qui y circulent. Leur fonctionnement repose sur la dualité entre le transfert de chaleur et la perte de charge, qui doit être équilibrée pour obtenir un compromis entre l'efficacité du transfert de chaleur et la minimisation des pertes de charge, tout en optimisant les coûts d'investissement.

En raison de leur importance industrielle, les échangeurs de chaleur sont soumis à plusieurs problèmes techniques. Il est donc crucial d'effectuer une maintenance préventive pour éviter les coûts élevés de la maintenance corrective.

Il existe une grande variété de types d'échangeurs de chaleur qui ont de nombreuses applications dans différents domaines. Dans cette étude, nous nous concentrons sur les échangeurs à tube et calandre, qui sont largement utilisés dans l'industrie pétrochimique en raison de leur capacité à traiter des fluides à haute pression ou visqueux.

Le chapitre suivant de ce travail se concentre sur le concept de dimensionnement de ces échangeurs de chaleur. Nous examinerons en détail les différentes méthodes de calcul pour optimiser la conception et le dimensionnement de ces échangeurs, ainsi que les considérations pratiques pour leur installation et leur fonctionnement efficace. [9]

# Chapitre II

**Introduction :**

Le deuxième chapitre de notre étude se concentre sur le principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur à tube et calandre, ainsi que sur les formulations de base qui sous-tendent son fonctionnement. Les échangeurs de chaleur à tube et calandre sont largement utilisés dans de nombreuses applications industrielles pour le transfert de chaleur entre deux fluides à des températures différentes.

Dans ce chapitre, nous explorerons en détail les principes fondamentaux qui régissent le fonctionnement de cet échangeur de chaleur. Nous commencerons par examiner la structure et la configuration générale de l'échangeur à tube et calandre, en mettant en évidence les différentes parties qui le composent et leur rôle respectif dans le processus de transfert de chaleur.

De plus, nous présenterons les formulations de base qui sont utilisées pour calculer les performances de l'échangeur de chaleur à tube et calandre. Cela comprend des équations et des modèles mathématiques qui permettent de prédire les débits de chaleur, les coefficients d'échange thermique et les pertes de charge dans l'échangeur.

Comprendre les principes de fonctionnement et les formulations de base de l'échangeur de chaleur à tube et calandre est essentiel pour sa conception, son dimensionnement et son optimisation. En maîtrisant ces concepts, nous pourrions prendre des décisions éclairées lors de la sélection des dimensions, des matériaux et des paramètres opérationnels de l'échangeur, afin de garantir des performances optimales.

En résumé, ce deuxième chapitre nous plonge dans les principes de fonctionnement et les formulations de base de l'échangeur de chaleur à tube et calandre. En comprenant ces fondamentaux, nous serons en mesure d'analyser et de prédire le comportement de cet échangeur dans diverses applications industrielles.

**1. Description d'échangeur à tubes et calandre :**

Les échangeurs de chaleur Les échangeurs à tubes et calandre sont des équipements utilisés pour transférer de la chaleur entre deux fluides différents. Ils sont composés de deux parties principales : un faisceau tubulaire et une enveloppe calandree.

L'un des fluides, appelé fluide côté tubes, circule à l'intérieur d'un ensemble de tubes parallèles, appelé faisceau tubulaire. Ces tubes sont généralement disposés en ligne droite ou en faisceaux cylindriques pour augmenter la surface de contact avec le fluide côté calandre.

L'autre fluide, appelé fluide côté calandre, circule à l'intérieur de l'enveloppe calandré mais à l'extérieur des tubes. Ce fluide peut être liquide ou gazeux, et il sert à échanger de la chaleur avec le fluide côté tubes.

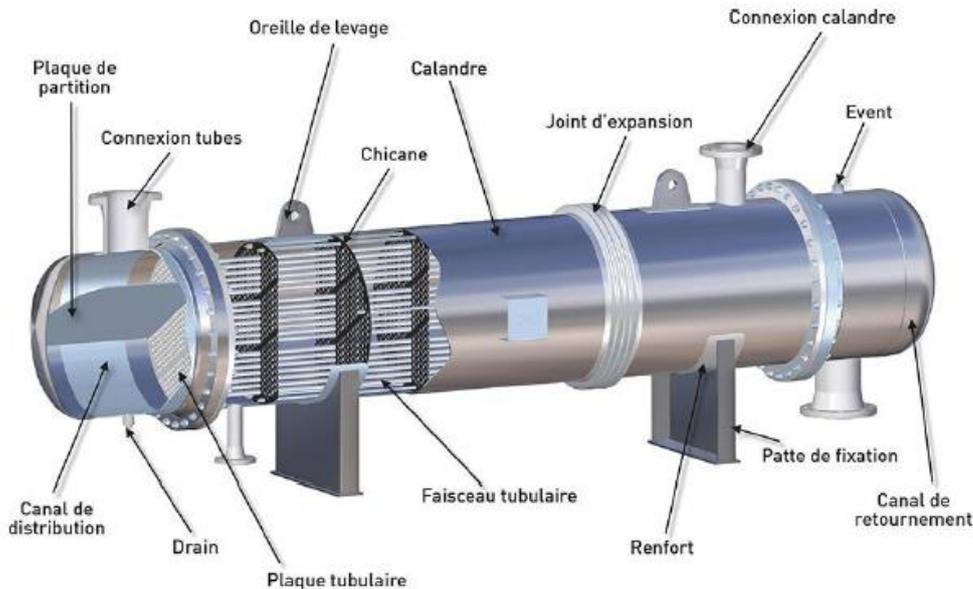


Figure24 : Echangeur de chaleur à tubes et calandre: [15]

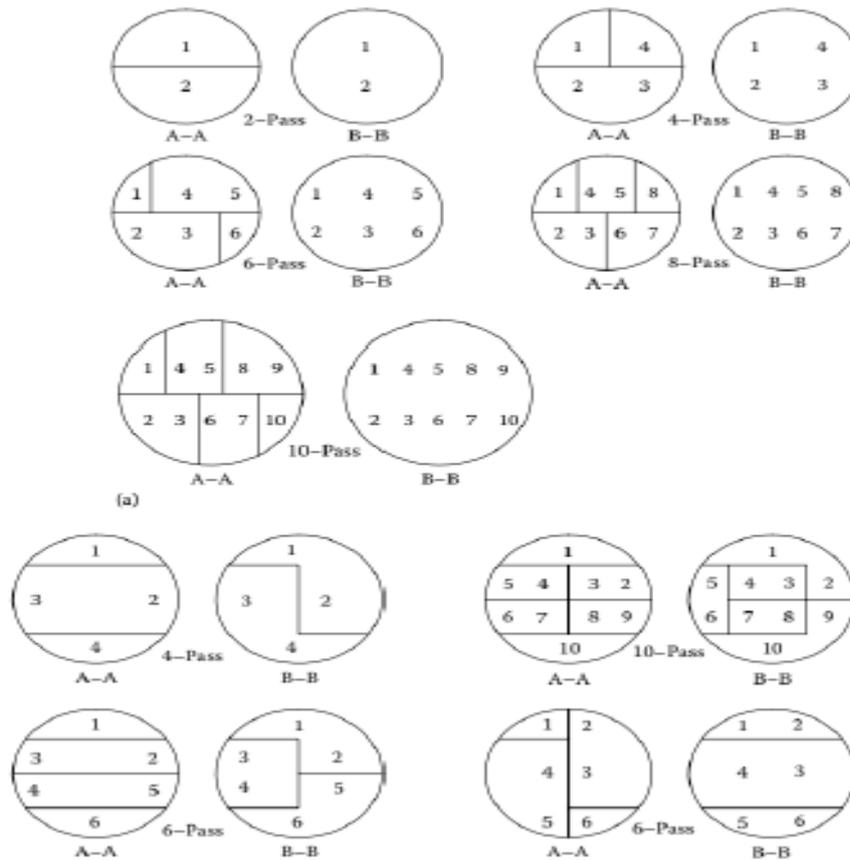
Le fonctionnement de l'échangeur à tubes et calandre se base sur la différence de température entre les deux fluides et leur circulation respective dans les tubes et la calandre. Les tubes et la calandre sont soumis à la pression des fluides, ce qui nécessite leur construction avec des matériaux résistants.

L'ensemble des tubes parallèles est maintenu à l'intérieur de la calandre par des plaques d'extrémité. Le fluide côté tubes est mis en circulation par une pompe et dirigé à travers les tubes. Le fluide côté calandre est quant à lui mis en circulation par une autre pompe et circule dans l'espace entre les tubes et l'enveloppe.

Le transfert de chaleur s'effectue par conduction à travers les parois des tubes, par convection entre les fluides et par rayonnement entre les surfaces. Les performances de l'échangeur à tubes et calandre dépendent de plusieurs facteurs tels que la configuration des tubes, la vitesse d'écoulement des fluides et les propriétés thermiques des fluides. [15]

**1.1. Boîte d'échangeur :**

L'organe qui permet de distribuer ou recueillir le fluide aux extrémités des tubes dans un échangeur est appelé une boîte. À l'exception des tubes en U, chaque extrémité de l'échangeur est équipée d'une boîte. La disposition des boîtes dépend du type d'échangeur et du nombre de passes.



**Figure**

**Figure25 : Cloisons tubulaires typiques pour arrangement multi passe. (a) tube en U et (b) tubes droits. A – A: vue avant et B – B: vue arrière [14]**

La liaison entre la cloison et la plaque tubulaire est généralement assurée par un joint pour garantir l'étanchéité de l'échangeur. [14]

**1.2. Calandre (ou virole) :**

L'enveloppe qui entoure le faisceau tubulaire dans les échangeurs à tubes et calandre est appelée la calandre. Elle est cylindrique et est fabriquée en un matériau compatible avec le fluide utilisé. Les matériaux les plus couramment utilisés pour la fabrication de calandres sont les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre et les matières plastiques. Il convient de noter que la taille des calandres

est limitée technologiquement à un diamètre d'environ 2 mètres. La disposition des boîtes de distribution ou de collecte dépend du type d'échangeur et du nombre de passages. Dans tous les cas, la liaison entre la cloison et la plaque tubulaire est assurée par un joint. [14]

### 1.3. Plaques tubulaires :

Les plaques tubulaires sont des composants clés des échangeurs à tubes et calandre. Elles supportent les tubes à leurs extrémités et sont percées pour permettre la circulation des fluides. L'épaisseur des plaques (5 à 10 cm) est calculée en fonction de la différence de pression entre le fluide dans la calandre et le fluide dans les boîtes, ainsi que des contraintes dues aux différences de dilatation entre les tubes et la calandre.



Figure 26 : **Plaque tubulaire.**

Les plaques tubulaires peuvent être fabriquées en acier ordinaire ou en acier spécial massif. Cependant, ces plaques sont souvent les parties les plus délicates des échangeurs car les interstices entre les tubes et les plaques sont des zones sensibles à la corrosion. En effet, la concentration en produit agressif y est souvent supérieure à celle mesurée dans les autres parties de l'échangeur. [14]

### 1.4. Le faisceau tubulaire :

Les tubes utilisés dans les échangeurs à tubes et calandre sont des tubes normalisés avec un diamètre extérieur équivalent au diamètre annoncé. Ils diffèrent des tubes utilisés en tuyauterie où le diamètre annoncé correspond au diamètre intérieur. Le démontage du faisceau de tubes devient de plus en plus difficile à mesure que la longueur du faisceau augmente. Pour faciliter le démontage, il est

essentiel de prévoir un espace libre suffisant dans l'axe de l'échangeur pour permettre la sortie du faisceau de tubes.

Les matériaux utilisés pour la fabrication des tubes dépendent du fluide choisi. Les aciers ordinaires, les aciers inoxydables, le cuivre, le laiton, le graphite, le verre et les matières plastiques sont les matériaux les plus couramment utilisés. Le choix du matériau dépend des propriétés thermiques et mécaniques requises, ainsi que de la compatibilité avec les fluides utilisés. [14]

Un faisceau tubulaire est un assemblage de plusieurs tubes droits qui sont placés ensemble pour créer une surface d'échange de chaleur plus importante. Cet assemblage permet une circulation des fluides chauds et froids pour faciliter le transfert de chaleur.

Les faisceaux tubulaires peuvent être disposés selon trois configurations principales: en parallèle, en série et en contre-courant.

Dans une configuration en parallèle, les fluides circulent à travers des faisceaux tubulaires séparés qui sont disposés côte à côte. Cette configuration est souvent utilisée dans les échangeurs de chaleur où les fluides ne doivent pas être mélangés.

Dans une configuration en série, les fluides circulent successivement à travers des faisceaux tubulaires distincts. Cette configuration est souvent utilisée lorsque les fluides ont des températures ou des propriétés différentes et nécessitent des traitements distincts.

Dans une configuration en contre-courant, les fluides circulent en sens inverse l'un de l'autre, créant un gradient thermique qui maximise le transfert de chaleur. Cette configuration est souvent utilisée

de  
transfert  
critique.

dans les échangeurs  
chaleur où  
l'efficacité de  
de chaleur est  
[14]

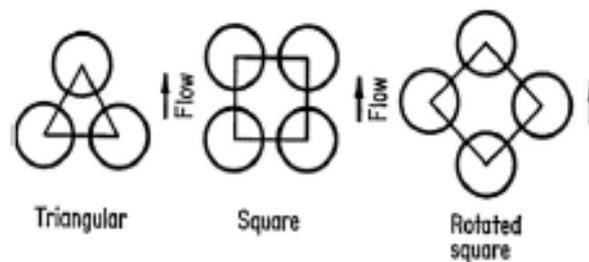


Figure 27 : Agencements des tubes dans les échangeurs de chaleur à calandre et tubes[14]

Il convient de noter que le diamètre du faisceau tubulaire  $D_b$  ne dépend pas seulement du nombre de tubes mais également du nombre de passages de tubes. En effet, pour permettre l'installation des

plaques de séparation des passes, des espaces doivent être laissés dans la configuration des tubes sur la plaque tubulaire. Ainsi, le diamètre du faisceau sera ajusté en fonction de ces considérations pour garantir un fonctionnement optimal de l'échangeur. Il est possible d'estimer le diamètre du faisceau  $D_b$  en utilisant l'équation suivant, qui est une équation empirique basée sur des dispositions de tubes standards [14].

$$D_b = d_0 \left( \frac{N_t}{k_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} \quad \text{(II-1)}$$

Avec :

$N_t$  : le nombre des tubes.

$d_0$  : le diamètre extérieur de tube en mètre.

Pour ce faire, il est nécessaire de se référer aux constantes appropriées pour les dispositions triangulaires et carrées des tubes, qui sont fournies dans le tableau I.1. Cependant, il convient de noter que le nombre de tubes et le nombre de passages de tubes doivent également être pris en compte dans le calcul du diamètre du faisceau, car cela peut influencer l'espace disponible sur la plaque tubulaire pour les plaques de séparation des passes.

Pas Triangulaire, pt = 1.25do					
No. Passes	1	2	4	6	8
<b>K<sub>1</sub></b>	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
<b>n<sub>1</sub></b>	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675

Pas carré, pt = 1.25do					
No. Passes	1	2	4	6	8
<b>K<sub>1</sub></b>	0,319	0,215	0,156	0,158	0,0402
<b>n<sub>1</sub></b>	2,207	2,291	2,263	2,617	2,643

**Tableau 1 : Constantes à utiliser dans l'équation (II-1)[13]**

La planification de la disposition des tubes pour une conception spécifique est habituellement effectuée à l'aide de logiciels informatiques comme logiciels de conception assistée par ordinateur (CAO) ou de modélisation des fluides numériques (MFN). Ces logiciels permettent de déterminer

l'espacement des plaques passe-partition et la position des tirants. Pour améliorer le dégagement et la zone d'écoulement en face des entrées et des sorties, une ou deux rangées de tubes peuvent être omises dans la partie supérieure et inférieure du faisceau.

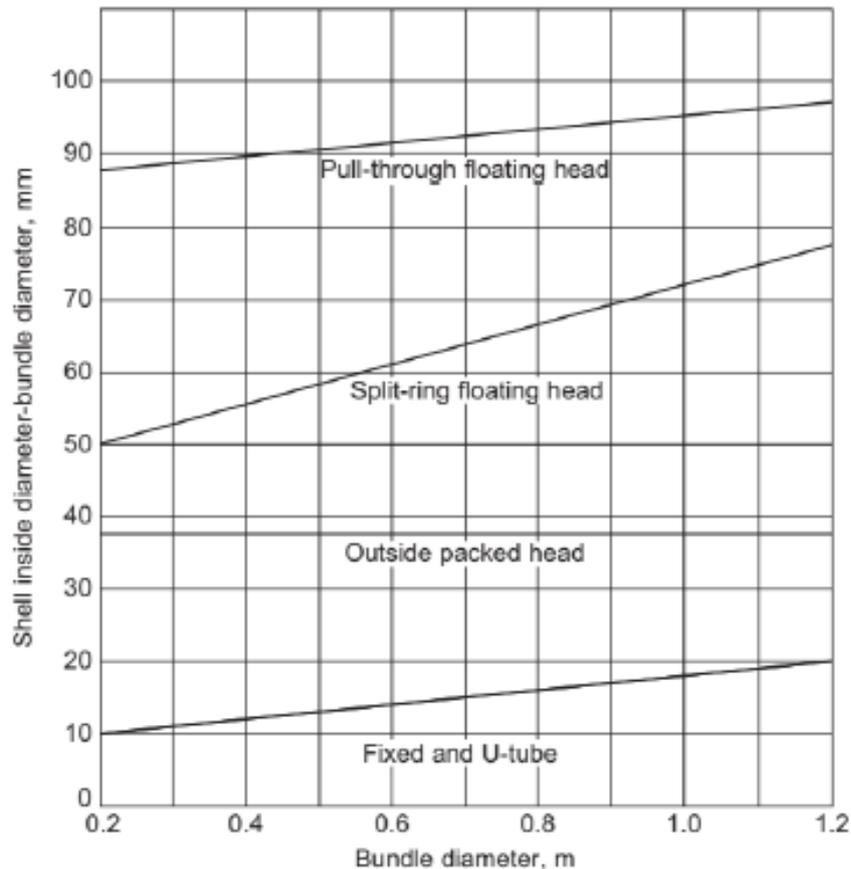


Figure 28 : Calcul du jeu entre faisceau et calandre. [13]

### 1.5. Les chicanes :

Les chicanes sont des dispositifs qui sont utilisés pour guider le fluide dans l'échangeur de chaleur, en forçant son contact avec la totalité de la surface des tubes. Elles peuvent être disposées de manière perpendiculaire ou parallèle à l'axe de l'échangeur. Les fenêtres de passage des chicanes peuvent prendre différentes formes, telles que des secteurs de cercle simple ou double, ou encore des disques. La coupure de la chicane peut être placée horizontalement ou verticalement.

En plus de leur fonction de guidage du fluide, les chicanes servent également de support pour les tubes. Cependant, la forme des fenêtres des chicanes peut entraîner une différence de support pour les tubes, certains étant plus supportés que d'autres. Ceux qui sont moins supportés seront donc plus sujets

aux vibrations que les autres. Dans certains cas où ce phénomène peut être critique, il peut être décidé de ne pas mettre de tube dans les ouvertures de chicanes. Cela aura pour conséquence d'augmenter le volume de l'échangeur de chaleur, car une partie de la calandre sera vide.

Pour planifier la disposition des chicanes, des logiciels informatiques sont généralement utilisés. Ces outils permettent de déterminer l'espacement des plaques passe-partition ainsi que la position des tirants. De plus, pour augmenter le dégagement et la zone d'écoulement en face des entrées et des sorties de fluide, une ou deux rangées de tubes peuvent être omises en haut et en bas du faisceau. [13]

Les chicanes sont des structures internes qui sont placées dans les échangeurs de chaleur pour perturber le flux des fluides et augmenter la surface de transfert de chaleur. Voici quelques exemples de différents types de chicanes utilisées dans les échangeurs de chaleur :

### 1.5.1. Chicanage par disques et couronnes :

Le chicanage par disques et couronnes est un processus de séparation de particules solides et liquides à l'aide de disques et de couronnes. Les disques et les couronnes sont placés à l'intérieur d'un récipient cylindrique et sont entraînés par un moteur, ce qui crée une force centrifuge qui sépare les particules. [13]

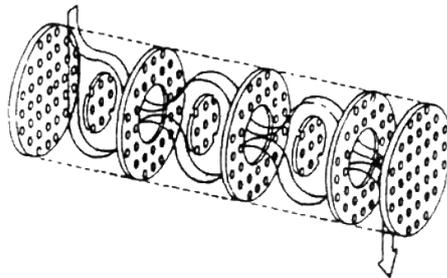


Figure 29 : Chicanage par disques et couronnes.

### 1.5.2. Chicanage annulaire :

Le chicanage annulaire dans un échangeur de chaleur consiste à utiliser des stators et des rotors pour créer un flux turbulent dans les fluides qui traversent l'échangeur. Ce processus permet d'augmenter l'efficacité de transfert de chaleur en maximisant la surface de contact entre les fluides.

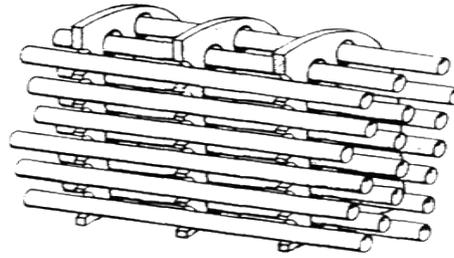


Figure 30 : Chicanage annulaire

Les échangeurs de chaleur à chicanage annulaire sont souvent utilisés dans l'industrie pétrolière et gazière pour le refroidissement ou le chauffage de fluides à haute température ou à haute pression. [13]

### 1.5.3. Chicanage horizontal :

Le chicanage horizontal est un processus de mélange qui implique l'utilisation de plaques ou de tubes disposés horizontalement dans un échangeur de chaleur. Les fluides qui traversent l'échangeur sont forcés à passer à travers ces plaques ou tubes, créant un flux turbulent qui maximise l'efficacité du transfert de chaleur. [13]

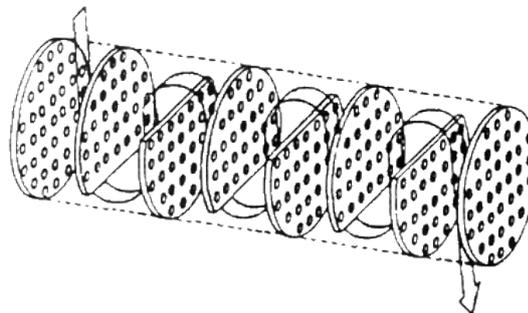


Figure 31 : Chicanage horizontal.

### 1.5.4. Chicanage vertical :

Le chicanage vertical est un processus de mélange qui implique l'utilisation de plaques ou de tubes disposés verticalement dans un échangeur de chaleur. Les fluides qui traversent l'échangeur sont forcés à passer à travers ces plaques ou tubes, créant un flux turbulent qui maximise l'efficacité du transfert de chaleur. [13]

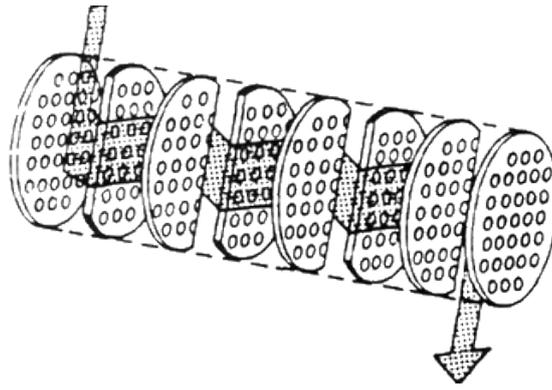


Figure 32 : Chicanage vertical.

### 1.6. Déflecteurs longitudinaux :

Lorsqu'un échangeur de chaleur est en fonctionnement, il est important que tout le fluide passe à travers les tubes pour assurer un transfert thermique optimal. Cependant, il peut y avoir un espace considérable entre les tubes périphériques et la calandre de l'échangeur. Pour éviter que le fluide ne contourne le faisceau de tubes et ne participe pas à l'échange de chaleur, on utilise des déflecteurs longitudinaux. Ces déflecteurs ont également un rôle dans le guidage du faisceau lors de l'assemblage de l'échangeur. Ainsi, ils permettent de garantir un passage maximal du fluide à travers les tubes, et par conséquent, une performance thermique accrue. [13]

### 1.7. Déflecteur d'entrée :

Le Déflecteur d'entrée est utilisé dans certains cas pour protéger le faisceau contre l'impact du fluide entrant. Il est particulièrement nécessaire pour les vapeurs saturées, les mélanges diphasiques, les fluides homogènes non corrosifs et tout autre fluide pour lequel le produit  $\rho.v^2$  dépasse  $750 \text{ kg/m.s}^2$ . [13]

## 2. Les différents types d'échangeur tube et calandre :

### 2.1. Echangeur de chaleur à tête flottante :

Un échangeur de chaleur à tête flottante est un type particulier d'échangeur de chaleur à tubes et calandre. Dans un tel échangeur, les tubes sont maintenus en place à une extrémité par une plaque d'extrémité fixe et à l'autre extrémité par une plaque d'extrémité flottante. La plaque d'extrémité flottante est conçue pour se déplacer légèrement dans la calandre en fonction des variations de température et de pression dans l'échangeur. Cette conception permet de compenser les différences de dilatation thermique entre les tubes et la calandre, ce qui réduit les contraintes mécaniques sur les tubes et prolonge la durée de vie de l'échangeur.

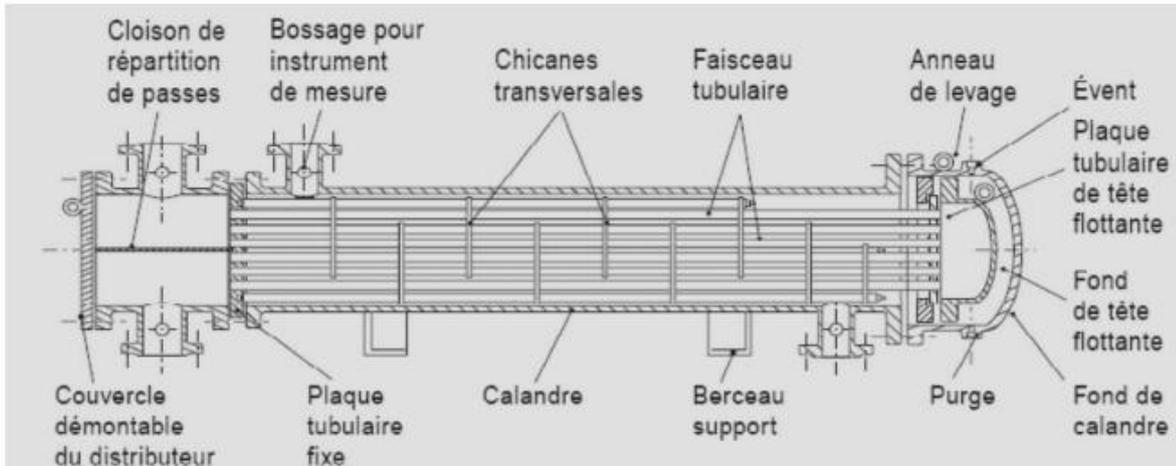
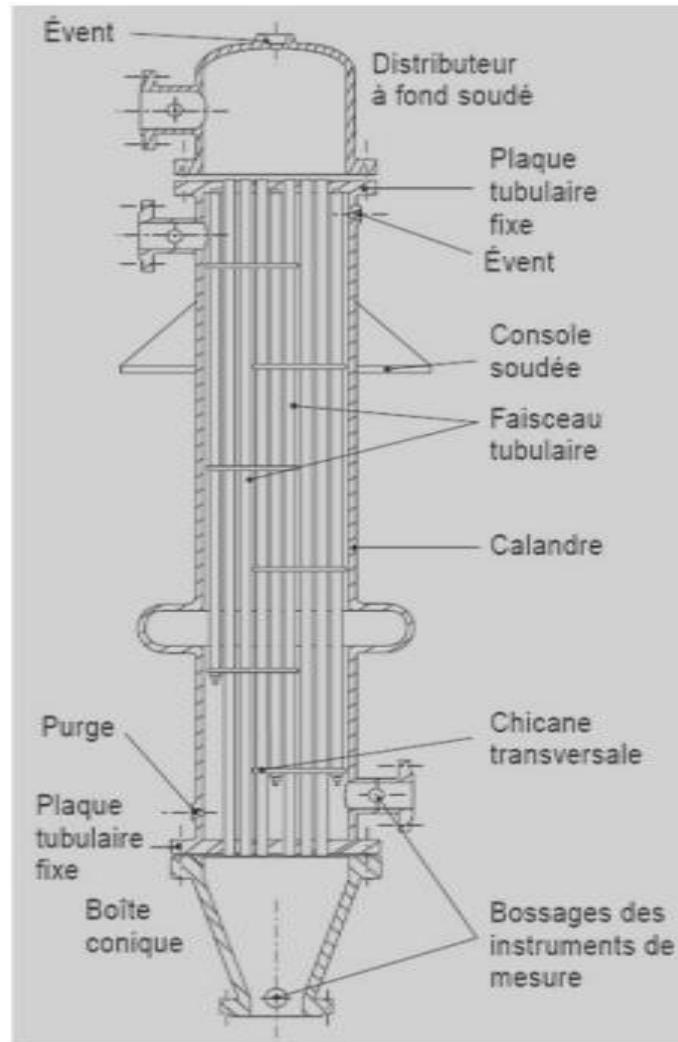


Figure 33 : Echangeur de chaleur à tête flottante

L'avantage principal des échangeurs de chaleur à tête flottante est qu'ils peuvent mieux résister aux forces thermiques et mécaniques qui se produisent lors du fonctionnement de l'échangeur, car ils peuvent s'adapter aux dilatations et contractions thermiques. Cependant, ils peuvent être plus coûteux que d'autres types d'échangeurs de chaleur à tubes et calandre en raison de leur conception plus complexe. Les échangeurs de chaleur à tête flottante sont couramment utilisés dans les applications de raffinage pétrolier, de production d'énergie et de traitement chimique. [16]

### 2.2. Echangeur à plaque tubulaires fixes :

Dans ce cas, les plaques tubulaires peuvent être directement soudées sur la calandre il est possible de souder directement les plaques tubulaires sur la calandre. Cela permet de créer un échangeur de chaleur plus compact et efficace, car il n'y a pas de joints ou de connexions supplémentaires entre les tubes et la calandre, ce qui réduit les risques de fuite et de perte de pression.



**Figure 34 : Echangeur à plaques tubulaires fixes.**

Cependant, cette méthode de fabrication peut également présenter des inconvénients. Tout d'abord, elle nécessite une conception et une fabrication précises pour garantir que les tubes sont correctement positionnés et soudés sur la calandre. De plus, elle peut rendre le nettoyage et la maintenance de l'échangeur plus difficiles, car les tubes sont fixés directement à la calandre.

En fin de compte, la décision d'utiliser des plaques tubulaires soudées directement sur la calandre dépend des besoins spécifiques de l'application, notamment de la capacité de l'échangeur de chaleur, de l'efficacité requise et de la facilité d'entretien. [16]

### 2.3. Echangeur à tubes en U :

Un échangeur de chaleur à tubes en U est un type d'échangeur de chaleur tubulaire dans lequel les tubes sont pliés en forme de U. Les tubes en U sont ensuite fixés à des plaques d'extrémité pour former une structure tubulaire fermée. Les fluides de processus circulent à l'intérieur des tubes en U et

dans l'espace annulaire entre les tubes et la calandre, permettant un transfert de chaleur efficace entre les fluides.

L'échangeur de chaleur à tubes en U est utilisé pour les applications nécessitant une résistance à la pression élevée et une grande surface d'échange de chaleur, telles que les centrales électriques, les usines de traitement chimique et les installations pétrochimiques. Il est particulièrement adapté aux applications nécessitant une grande différence de température entre les fluides de processus, car il permet de minimiser les contraintes thermiques sur les tubes en U.

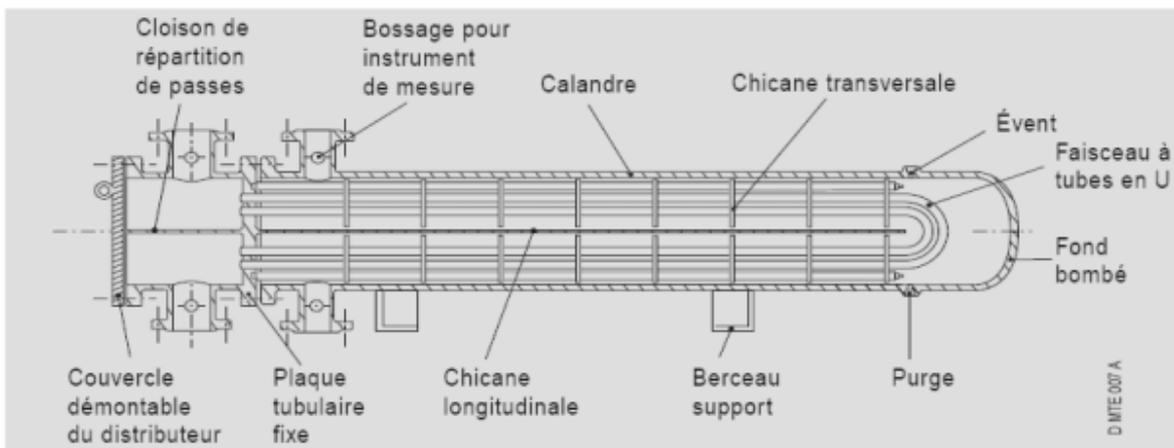


Figure 35 : Echangeur à tubes en U.

L'un des avantages clés de l'échangeur de chaleur à tubes en U est sa capacité à résister aux chocs thermiques, ce qui peut prolonger la durée de vie de l'échangeur. De plus, les tubes en U peuvent être remplacés individuellement, ce qui facilite la maintenance et réduit les temps d'arrêt.

Cependant, les échangeurs de chaleur à tubes en U peuvent être plus coûteux à fabriquer que d'autres types d'échangeurs de chaleur tubulaires, car les tubes doivent être pliés en forme de U, ce qui peut nécessiter des compétences et des équipements spécialisés. De plus, ils peuvent être plus difficiles à nettoyer que les échangeurs de chaleur à plaques en raison de leur conception tubulaire. [16]

### 3. Dimensionnement thermique

#### 3.1. Phase de dimensionnement thermique

##### 3.1.1. Problème thermo hydraulique :

Dans l'industrie des échangeurs de chaleur, le dimensionnement thermique des appareils est un problème de grande importance qui relève principalement de la thermo hydraulique. Toutefois, ce problème est complexe et difficile à résoudre en raison de plusieurs facteurs.

Tout d'abord, la grande diversité des appareils d'échange de chaleur tels que les échangeurs tubulaires, à plaques, etc. crée une difficulté supplémentaire pour leur calcul thermique. De plus, la variété des régimes d'écoulement, allant des régimes simples et laminaires aux régimes turbulents avec des effets de convection naturelle, diphasiques en évaporation ou en condensation, avec ou sans incondensables, et mélanges de fluides, ajoute une autre couche de complexité.

De plus, le nombre important des configurations d'écoulement peut aller bien au-delà de deux fluides dans le cas d'un échangeur compact, ce qui rend le problème de calcul thermique encore plus complexe.

En outre, pour écrire un logiciel de calcul thermique d'échangeur de chaleur fiable, il faut définir un modèle d'écoulement pour les cas complexes, prendre les corrélations physiques les plus appropriées, choisir un algorithme de résolution pour le problème de dimensionnement ou de simulation, et utiliser une méthode numérique fiable pour assurer la convergence du calcul thermique pour tous les cas spécifiés.

En résumé, le calcul thermique des échangeurs de chaleur est un problème complexe en raison de la variété des appareils, des régimes d'écoulement, des configurations d'écoulement, et des hypothèses et paramètres à maîtriser pour développer des logiciels fiables. [10]

### **3.1.2. Logique de la phase de dimensionnement :**

Le dimensionnement thermique d'une installation industrielle est un problème complexe qui nécessite plusieurs étapes. La figure II-13 illustre ce problème en détail. Tout d'abord, il faut sélectionner le type d'échangeur de chaleur adapté au problème posé. Ensuite, la phase de dimensionnement thermique proprement dite commence. Cette phase vise à calculer la surface d'échange nécessaire pour assurer un transfert de puissance optimal entre les fluides considérés.

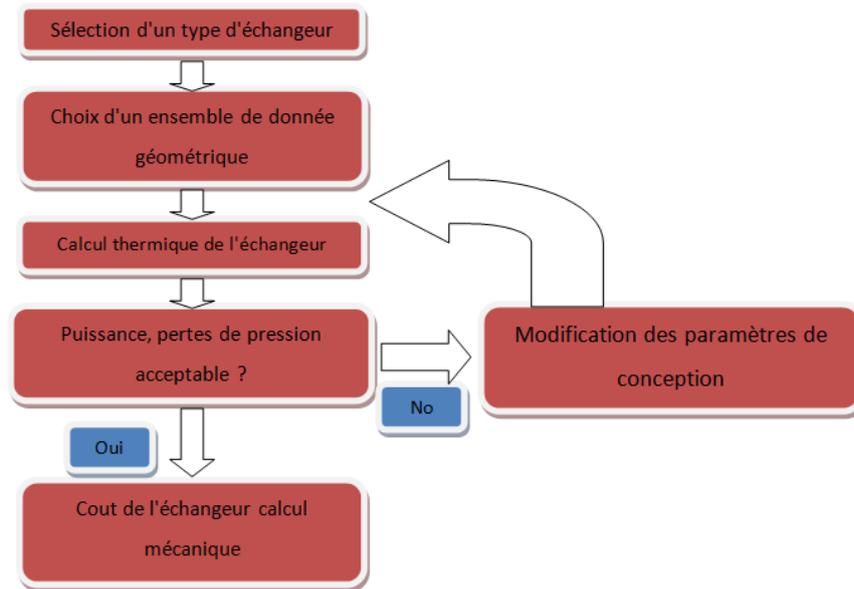


Figure 36 : **Logique de la phase de dimensionnement thermique**

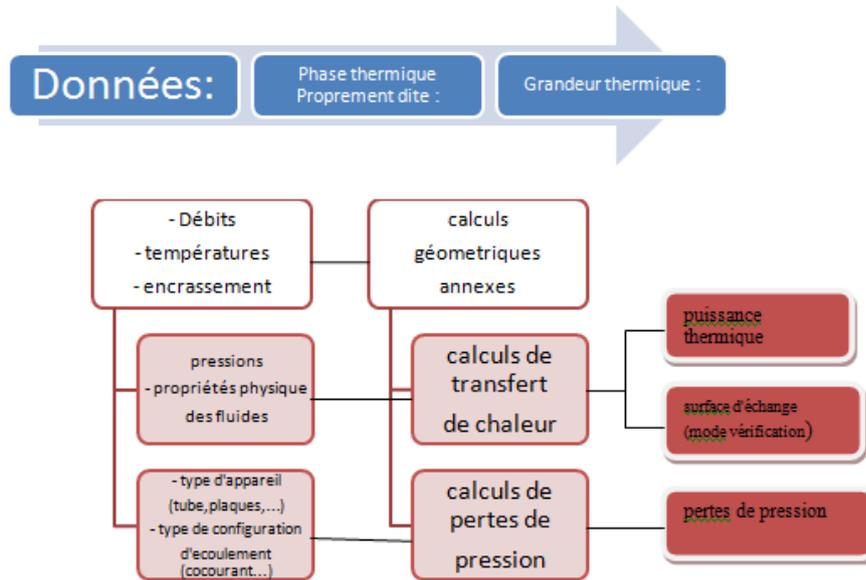
Cette phase de calcul est souvent itérative. Elle permet d'approximer la solution la plus adaptée d'un point de vue thermique et hydraulique. L'aspect hydraulique concerne les pertes de pression (charge) sur chaque circuit. Il constitue une contrainte pour le problème d'optimisation thermique. En effet, l'optimum géométrique, qui conduirait à une diminution de la surface pour le même rendement thermique, ne doit pas causer de pénalités du point de vue des pertes de pression admissibles. Ainsi, un calcul de dimensionnement d'échangeurs de chaleur doit être capable de résoudre ce problème pour parvenir à une solution satisfaisante.

En somme, le dimensionnement thermique d'un échangeur de chaleur est un problème complexe qui requiert une analyse minutieuse des échanges de chaleur entre les fluides, ainsi que la prise en compte des pertes de pression. Le calcul de dimensionnement d'échangeurs doit permettre d'optimiser l'échange de chaleur entre les fluides tout en respectant les contraintes hydrauliques. [11]

### 3.1.3. Principe de calcul thermique d'un échangeur

La figure II-14 permet d'expliquer de manière détaillée le processus de calcul thermique utilisé pour évaluer les performances d'un échangeur. Tout d'abord, il est important de collecter les données nécessaires telles que les dimensions géométriques de l'échangeur, les conditions de fonctionnement, ainsi que les propriétés physiques des fluides utilisés. Ensuite, la phase thermique implique des calculs géométriques pour déterminer les sections de passage des fluides, les diamètres hydrauliques et d'autres paramètres clés. Les calculs de transfert de chaleur et de pertes de pression sont également nécessaires, et ils font appel à des corrélations adéquates pour les calculs précis. Finalement, les

résultats peuvent être présentés de manière succincte, en incluant la puissance thermique échangée et les pertes de pression, ou de manière plus détaillée, avec des valeurs locales pour les coefficients d'échange, des nombres adimensionnels caractéristiques, et bien d'autres informations utiles. [14]



**Figure 37 : Principe de calcul thermique d'un échangeur.**

Le calcul thermique d'un échangeur de chaleur peut être effectué de deux manières algorithmiques différentes : le mode simulation et le mode vérification. Le mode simulation est utilisé lorsqu'on connaît la géométrie complète de l'échangeur, les deux fluides et leurs conditions d'entrée. Dans ce cas, l'objectif est de déterminer les conditions de sortie des fluides, comme la température et le titre de vapeur, afin de calculer la puissance thermique échangée.

En revanche, le mode vérification est utilisé lorsqu'on connaît les deux fluides et la puissance thermique à transférer entre eux, et qu'on a une idée approximative de la géométrie de l'échangeur à partir de l'expérience. Dans ce mode, l'algorithme fournit un critère de surdimensionnement ou de sous-dimensionnement sous la forme d'un rapport représentant le trop ou le manque de surface d'échange pour le service demandé.

Certains logiciels proposent également un mode de calcul supplémentaire, appelé le mode conception. Ce mode permet de trouver la meilleure solution possible en examinant systématiquement différentes géométries possibles et en faisant varier des paramètres géométriques selon les choix de l'utilisateur. D'un point de vue algorithmique, le mode conception n'est qu'une répétition du mode vérification appliqué successivement à plusieurs géométries, suivi d'un tri des solutions obtenues pour trouver la solution optimale.

### 3.2. Méthodes de calcul analytique

#### 3.2.1. Principes de calcul :

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur pour une utilisation spécifique nécessite la prise en compte de plusieurs critères. Bien que la puissance thermique soit la principale préoccupation, il existe d'autres paramètres qui peuvent influencer le choix final de l'échangeur. Ces paramètres incluent les pertes de pression, l'encombrement, la masse, l'encrassement, la température de paroi à ne pas dépasser, les matériaux utilisés, etc.

Pour caractériser l'échangeur, deux types de calcul thermique peuvent être effectués. Le premier consiste à déterminer la surface d'échange ( $A$ ) en connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides. Le deuxième type de calcul consiste à déterminer les températures de sortie des fluides en connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange.

Ainsi, la conception d'un échangeur de chaleur doit prendre en compte tous les critères pertinents afin de garantir un fonctionnement optimal de l'échangeur. La puissance thermique est l'un des principaux paramètres à considérer, mais il est également important de tenir compte des autres paramètres mentionnés précédemment pour choisir la solution la plus adaptée à l'utilisation spécifique de l'échangeur.

Le dimensionnement d'un échangeur thermique dépend de plusieurs critères en fonction de son utilisation. En effet, la puissance thermique est l'un des principaux paramètres à prendre en compte. Toutefois, d'autres paramètres peuvent également influencer le choix final de l'échangeur, tels que les pertes de pression, l'encombrement, la masse, l'encrassement, une température de paroi à ne pas dépasser, les matériaux utilisés, etc.

Il existe deux types de calculs thermiques pour caractériser l'échangeur. Le premier est la détermination de la surface d'échange ( $A$ ) en fonction de la puissance échangée et des températures d'entrée et de sortie des deux fluides. Le deuxième consiste à déterminer les températures de sortie des fluides en connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange.

L'équation de bilan d'énergie, en conformité avec le premier principe de la thermodynamique, exprime l'égalité des flux de chaleur échangés par chacun des fluides circulant dans l'échangeur thermique, en négligeant les pertes vers l'extérieur. La puissance échangée dépend essentiellement de l'écart de température subi par le fluide lors de l'échange par chaleur sensible ou de la valeur de la

chaleur latente correspondant à l'enthalpie de changement d'état lorsqu'il y a un changement de phase (fluide diphasique). [17]

**3.2.2. Méthode du DTLM :**

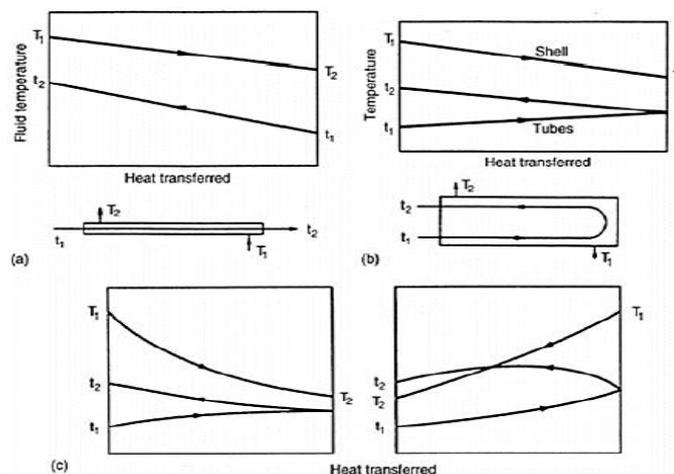
Le flux de chaleur résultant, cédé par le fluide chaud et reçu par le fluide froid, est proportionnel à la différence de température logarithmique moyenne et à l'aire de la surface d'échange. La formule de Hausbrand, équation (II-1), universellement connue, est utilisée pour calculer l'échangeur. Le coefficient de proportionnalité est le coefficient d'échange global U, qui est en fonction de plusieurs paramètres tels que la géométrie, le profil, la vitesse, la température, l'écoulement, etc. Il est donc nécessaire d'avoir une certaine expérience pour déterminer l'influence de chacun de ces paramètres.

$$q = A \cdot U \cdot \text{DTLM} \tag{II-2}$$

La pratique du calcul des paramètres exigés de l'équation de conception (II-2) [18] pour obtenir une évaluation préliminaire est assez difficile et nécessite des estimations. À partir de cette équation, on détermine l'un des deux paramètres suivants : la surface d'échange et la différence de température moyenne. La surface d'échange est proportionnelle au coût de tous les échangeurs.

La différence de température moyenne est normalement calculée à partir des différences de température de fluide à l'entrée et à la sortie de l'échangeur par l'équation (II-3) [18] et ne s'applique qu'au transfert de chaleur sensible en vrai flux à co-courant ou à contre-courant (courbes linéaires température-enthalpie).

$$\text{DTLM}_0 = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \tag{II-3}$$



**Figure 38 : Profils de température. (a) échangeur à contre-courant. (b) échangeur 1:2.**

[13]

Dans la conception d'échangeurs à tube et calandre, il est courant de calculer la différence de température moyenne logarithmique (DTML) pour déterminer la puissance thermique échangée. Cependant, pour les échangeurs à contre-courant, cette méthode de calcul ne donne pas toujours une estimation précise. Pour y remédier, on utilise un facteur de correction (F) pour obtenir une estimation plus proche de la réalité. Ce facteur prend en compte les écarts entre la DTML et la vraie différence de température (DT) qui se produit lors d'un échangeur à contre-courant. En général, la valeur de F est déterminée à partir de relations empiriques basées sur des expériences. En utilisant ce facteur, il est possible d'obtenir une estimation plus précise de la puissance thermique échangée dans les échangeurs à tube et calandre fonctionnant en contre-courant. [18]

$$\mathbf{DTML = F \cdot DTML_0} \quad \mathbf{(II-4)}$$

Pour concevoir efficacement un échangeur à tube et calandre, il est important de prendre en compte un certain nombre de facteurs, notamment les températures des fluides dans la calandre et dans les tubes, ainsi que le nombre de passages de tubes et de calandre. Pour s'écarter de la vraie différence de température, on utilise un facteur de correction (F), qui est fonction de ces paramètres. Ce facteur est déterminé en utilisant deux rapports de température adimensionnels. En prenant en compte ces facteurs, on peut calculer le facteur de correction adéquat pour chaque échangeur, ce qui permet de garantir un échange de chaleur efficace et optimal.

$$\mathbf{R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}} \quad \mathbf{(II-5)}$$

$$\mathbf{P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}} \quad \mathbf{(II-6)}$$

Pour un échangeur à un passage côté calandre et deux passages côté tube, le facteur de correction est calculé à l'aide d'une équation spécifique. Ce facteur dépend des températures du fluide côté calandre et du fluide côté tube, ainsi que du nombre de passages de chaque côté. En utilisant cette équation, il est possible d'estimer avec précision le facteur de correction et donc la vraie différence de température entre les fluides, ce qui permet de dimensionner l'échangeur de manière optimale en fonction des besoins thermiques de l'application concernée.

$$\mathbf{F_t = \frac{\sqrt{(R^2+1)} \ln\left[\frac{1-P}{1-RP}\right]}{(R-1) \ln\left[\frac{2-P[R+1-\sqrt{(R^2+1)}]}{2-P[R+1+\sqrt{(R^2+1)}]}\right]}} \quad \mathbf{(II-7)}$$

L'équation (II-7) qui donne le facteur de correction pour un échangeur à un (1) passe coté calandre et deux (2) passes coté tube a été dérivée par Kern en 1950. Cette équation est très utile car elle peut être appliquée à tout échangeur ayant un nombre pair de passages coté tube. Pour faciliter sa compréhension, elle est représentée graphiquement sur la figure II-15. Grâce à cette équation, les concepteurs peuvent déterminer plus précisément le facteur de correction nécessaire pour estimer la différence de température dans les échangeurs à tube et calandre, en fonction des températures du fluide de la calandre et du tube et du nombre de passages de tube et de calandre. La formule est donc une aide précieuse pour obtenir des résultats plus précis et plus fiables lors de la conception d'un échangeur thermique.

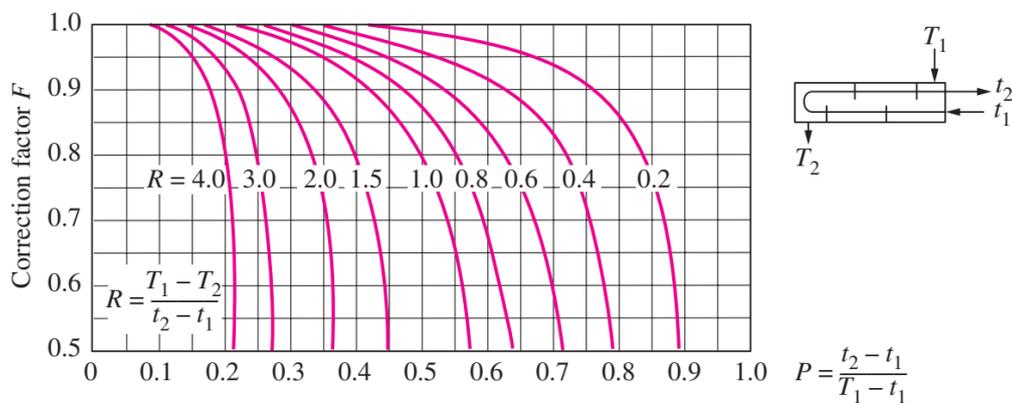


Figure 39 : Facteur de correction pour un échangeur de type

.[18]

Il existe différents arrangements d'échangeurs thermiques qui peuvent nécessiter des facteurs de correction de la température pour obtenir une précision plus élevée. Ces facteurs peuvent être trouvés dans les normes TEMA, ainsi que dans les livres de Kern [21] et Ludwig [22]. Pour ceux qui souhaitent des informations plus détaillées, Mueller [23] fournit un ensemble complet de chiffres pour le calcul du facteur de correction de la température moyenne logarithmique, y compris pour les échangeurs à courant croisés. Ces courbes des facteurs de correction permettent de déterminer avec précision les variations de température des fluides et leur effet sur la puissance thermique échangée. Ces informations sont précieuses pour les ingénieurs et les techniciens qui conçoivent, construisent et maintiennent des échangeurs thermiques.

### 3.2.3. Méthode du NUT :

Lorsqu'on utilise des échangeurs de chaleur, il peut arriver que l'on doive déterminer les températures de sortie du fluide, en connaissant les températures d'entrée et la surface d'échange.

Toutefois, il n'est pas possible de trouver directement une température moyenne caractéristique des fluides. Cela signifie que le problème de détermination des températures de sortie est itératif. Pour résoudre ce problème, on peut suivre une méthode itérative qui consiste à faire des hypothèses initiales pour les températures de sortie, puis à utiliser les équations de conservation de l'énergie pour calculer les coefficients de transfert de chaleur individuels. Ensuite, on peut réévaluer les températures de sortie en utilisant les coefficients de transfert de chaleur nouvellement calculés. Ce processus est répété jusqu'à ce que les températures de sortie convergent vers une valeur stable. Ce processus itératif peut être schématiquement représenté comme suit. [17]

La méthode de différence de température logarithmique moyenne (DTLM), abordée précédemment, est une technique pratique pour l'analyse des échangeurs de chaleur. Elle est particulièrement utile lorsqu'on dispose des températures d'entrée et de sortie des fluides chauds et froids, ou lorsque ces dernières peuvent être déterminées à partir d'un bilan énergétique. Cette méthode permet de calculer la différence de température moyenne entre les fluides chaud et froid tout au long de l'échangeur de chaleur. Elle est donc adaptée pour déterminer la taille et les performances d'un échangeur de chaleur. En résumé, la méthode DTLM est une approche simple et efficace pour l'analyse des échangeurs de chaleur dans diverses applications industrielles.

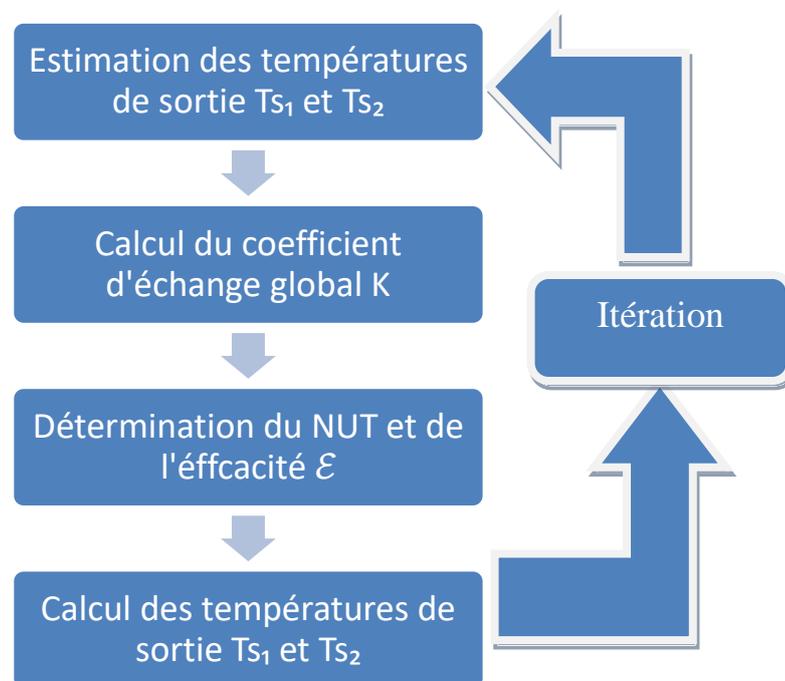


Figure 40 : Logique de calcul par la méthode NUT

Lorsque la connaissance directe du DTLM n'est pas disponible et que la méthode NUT (méthode du nombre d'unités de transfert) peut être utilisée. Cette méthode est basée sur un paramètre sans dimension appelé efficacité de transfert de chaleur, défini comme [17]:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{\text{taux de transfert de chaleur réel}}{\text{taux de transfert de chaleur maximum}} \quad (\text{II-8})$$

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est déterminée par le rapport entre le taux de transfert de chaleur réel et le taux de transfert de chaleur maximum possible. Pour calculer cette efficacité, il est nécessaire de déterminer le taux de transfert de chaleur maximum possible,  $q_{max}$ , pour l'échangeur de chaleur en question. Il existe plusieurs facteurs qui affectent ce taux, notamment les températures d'entrée et de sortie des fluides, la surface de transfert de chaleur et les coefficients de transfert de chaleur individuels. Le taux de transfert de chaleur maximum possible est généralement obtenu à partir d'un échangeur de chaleur idéal, qui est caractérisé par une contre-courant infini et une surface de transfert de chaleur infinie. La détermination de l'efficacité d'un échangeur de chaleur est importante car elle permet d'évaluer l'efficacité de l'appareil et d'optimiser sa conception et ses performances.

### 3.2.4. Coefficient global de transmission de chaleur (U) :

Le coefficient global est une mesure de l'efficacité du transfert de chaleur à travers un échangeur de chaleur, et est l'inverse de la résistance globale au transfert de chaleur. Cette résistance globale est la somme des résistances individuelles au transfert de chaleur, telles que la résistance à la conduction thermique dans le tube et dans la calandre, ainsi que la résistance à la convection entre les fluides et les surfaces intérieures des tubes et de la calandre. Pour un tube d'échangeur de chaleur typique, la relation entre le coefficient global et les coefficients individuels, qui sont les inverses des résistances individuelles, est établie [20]

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{1}{R_e} + \frac{d_h}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_h}{d_i}\right) + \frac{d_h}{d_i} \frac{1}{R_i} + \frac{d_h}{d_i} \frac{1}{h_i}} \quad (\text{II-9})$$

La détermination des coefficients de convection individuels est un processus complexe qui dépend de nombreux facteurs. Tout d'abord, le type de transfert de chaleur impliqué doit être pris en compte, que ce soit la conduction, la convection, la condensation, l'ébullition ou le rayonnement. Ensuite, les propriétés physiques des fluides en question, telles que leur conductivité thermique, leur viscosité et leur densité, doivent être évaluées. Les débits de fluide et la disposition physique de la surface de transfert de chaleur doivent également être considérés car ils influencent la vitesse et la direction du flux de fluides. Tous ces facteurs sont essentiels pour déterminer les coefficients de convection individuels nécessaires pour calculer le coefficient global de transfert de chaleur. [20]

**3.2.5. Considérations générales de conception des échangeurs à tube et calandre :****3.2.5.1. Répartition des fluides coté calandre ou tubes :**

Dans la conception d'un échangeur de chaleur, la répartition des courants de fluide entre la calandre et les tubes est une étape importante qui détermine les performances et les coûts de l'échangeur. Plusieurs facteurs doivent être pris en compte pour une répartition optimale :

- ❖ Corrosion : le fluide le plus corrosif doit être placé dans les tubes pour réduire le coût des composants coûteux en alliage ou plaqués.
- ❖ Encrassement : le fluide qui a tendance à encrasser les surfaces de transfert de chaleur doit être placé dans les tubes pour un meilleur contrôle de la vitesse du fluide et une réduction de l'encrassement. Les tubes seront également plus facile à nettoyer.
- ❖ Températures du fluide : pour des températures élevées nécessitant l'utilisation d'alliages spéciaux, le placement du fluide à température plus élevée dans les tubes réduira le coût global. Pour des températures modérées, le placement du fluide plus chaud dans les tubes réduira les températures de surface de la calandre, réduisant ainsi la nécessité d'un retard pour réduire les pertes de chaleur ou pour des raisons de sécurité.
- ❖ Pressions de fonctionnement : la pression la plus élevée doit être attribuée au côté des tubes, car les tubes haute pression seront moins chers qu'une calandre haute pression.
- ❖ Chute de pression : pour la même chute de pression, l'augmentation des coefficients de transfert de chaleur sera obtenue du côté des tubes plutôt que du côté de la calandre, donc le fluide avec la plus faible chute de pression admissible doit être alloué du côté des tubes.
- ❖ Viscosité : en général, un coefficient de transfert de chaleur plus élevé sera obtenu en allouant le matériau le plus visqueux du côté de la calandre, à condition que l'écoulement soit turbulent. Si un écoulement turbulent ne peut pas être obtenu dans la calandre, il est préférable de placer le fluide dans les tubes, car le coefficient de transfert de chaleur côté tube peut être prédit avec plus de certitude.
- ❖ Débits de fluide : allouer les fluides avec le débit le plus bas du côté de la calandre donnera la conception la plus économique.

**3.2.5.2. Vitesse des fluides de la calandre et du tube :**

La vitesse du fluide dans un échangeur de chaleur est un facteur important pour déterminer les performances de l'échangeur. En effet, une vitesse plus élevée entraînera des coefficients de transfert de chaleur plus élevés, mais aussi une chute de pression plus élevée. Il est donc important de trouver

un équilibre entre les deux. Si la vitesse est trop élevée, cela peut entraîner une érosion des surfaces de transfert de chaleur, ce qui peut causer des problèmes de maintenance et de coût supplémentaire. Cependant, une vitesse suffisamment élevée est nécessaire pour éviter la décantation solide. En général, des vitesses plus élevées réduiront l'encrassement, ce qui est bénéfique pour la performance de l'échangeur de chaleur. [19]

### **3.2.5.3. Températures des fluides :**

La différence de température entre les deux flux impliqués dans le transfert de chaleur, également connue sous le nom d'approche de température, est un facteur clé dans la conception d'un échangeur de chaleur. Une approche de température plus proche nécessitera une plus grande zone de transfert de chaleur pour une application donnée. Cependant, la valeur optimale pour l'approche de température dépendra de l'application spécifique et ne peut être déterminée que par une analyse économique des différentes conceptions.

En général, il est recommandé de maintenir une différence de température minimale de 5 à 7 °C pour les refroidisseurs utilisant de l'eau de refroidissement et de 3 à 5 °C pour les saumures réfrigérées. Pour les refroidisseurs à eau, une différence de température d'au moins 20 °C est recommandée, tandis que pour les échangeurs de chaleur utilisant des fluides de procédé pour la récupération de chaleur, l'approche de température optimale peut varier considérablement.

Il est également important de maintenir une élévation de température maximale d'environ 30 °C dans l'eau de refroidissement recirculée. De plus, il est crucial de s'assurer que les températures des fluides de refroidissement ne descendent pas en dessous du point de congélation des matériaux de traitement. En somme, la sélection de l'approche de température appropriée dépend de plusieurs facteurs qui doivent être pris en compte pour garantir une conception efficace et économique de l'échangeur de chaleur. [19]

### **3.2.5.4. La chute de pression :**

Dans le dimensionnement des échangeurs de chaleur, la chute de pression disponible pour la circulation des fluides peut être imposée par les conditions du processus. Cette chute de pression disponible varie considérablement en fonction des applications, allant de quelques millibars pour les services sous vide à plusieurs bars pour les systèmes sous pression. Toutefois, lorsque le concepteur est libre de sélectionner la chute de pression, une analyse économique peut être effectuée pour déterminer la conception de l'échangeur qui permet d'obtenir les coûts d'exploitation les plus bas. Cette

analyse doit prendre en compte les coûts d'investissement et de pompage. Cependant, elle ne sera justifiée que pour les échangeurs très grands et coûteux.

Dans le cas des liquides, la chute de pression disponible peut avoir une incidence sur la viscosité et la différence de pression. Ainsi, pour une viscosité inférieure à  $1 \text{ mN s/m}^2$ , la chute de pression sera de  $35 \text{ kN/m}^2$ , tandis que pour une viscosité de  $1$  à  $10 \text{ mN s/m}^2$ , la chute de pression sera de  $50$  à  $70 \text{ kN/m}^2$ .

Pour les gaz et les vapeurs, la chute de pression disponible dépendra de la pression absolue et manométrique du système. Ainsi, pour une haute sous vide, la chute de pression sera de  $0,4$  à  $0,8 \text{ kN/m}^2$ . Pour un sous vide moyen, elle sera égale à  $0,1$  fois la pression absolue. Pour des pressions comprises entre  $1$  et  $2$  bars, la chute de pression sera de  $0,5$  fois la pression manométrique du système. Pour les pressions supérieures à  $10$  bars, la chute de pression sera égale à  $0,1$  fois la pression manométrique du système.

Lorsqu'une chute de pression élevée est utilisée, il faut veiller à ce que la vitesse élevée du fluide qui en résulte ne provoque pas d'érosion ni de vibration du tube induite par l'écoulement. [19]

#### **3.2.5.5. Propriétés physiques des fluides :**

Pour concevoir un échangeur de chaleur efficace, plusieurs propriétés physiques des fluides doivent être prises en compte. Celles-ci comprennent la densité, la viscosité, la conductivité thermique, ainsi que les corrélations entre la température et l'enthalpie, qui incluent les chaleurs spécifiques et latentes. Les données sur ces propriétés sont spécifiques à chaque fluide et peuvent être trouvées dans des sources définies. [14]

#### **3.2.5.6. Propriétés physiques des matériaux :**

La conductivité thermique des matériaux des tubes couramment utilisés est également importante pour la conception de l'échangeur. Des informations détaillées sur les conductivités thermiques des matériaux des tubes couramment utilisés sont fournies dans le tableau II-2. En considérant ces propriétés physiques, les concepteurs peuvent concevoir des échangeurs de chaleur efficaces pour répondre aux exigences des processus industriels. [14]

Métal	Température (°C)	K (W/m°C)
Aluminium	0	202
	100	206
Laiton (70 Cu, 30 Zn)	0	97
	100	104
	400	116
cuivre	0	388
	100	378
Nickel	0	62
	212	59
Cupro-nickel (10%Ni)	0-100	45
Monel	0-100	30
Acier inoxydable	0-100	16
Acier	0	45
	100	45
	600	36
Titanium	0-100	13

Tableau 2 : Conductivité thermique des métaux plus connus[14]

### 3.2.6. Coefficient de transfert de chaleur et chute de pression coté tube :

#### 3.2.6.1. Ecoulement turbulent :

En général, pour les écoulements turbulents à l'intérieur de conduites de section uniforme, les données de transfert de chaleur sont corrélées à l'aide d'une équation présentant une forme spécifique. [21]

$$N_u = \frac{h_i d_i}{k} = CR_e^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14} \quad \text{(II-10)}$$

Les nombres adimensionnels Re et Pr doivent être déterminé avant le calcul. [21]

$$R_e = \frac{\rho d_h u}{\mu} \quad \text{(II-11)}$$

Avec :

$$d_h = \frac{4.A}{P} = d_i \quad \text{(II-12)}$$

$$P_r = \frac{\mu.C_p}{k} \quad \text{(II-13)}$$

#### 3.2.6.2. Ecoulement laminaire :

Si le nombre de Reynolds est inférieur à environ 2000, le flux à l'intérieur des tubes sera laminaire. Lorsque les effets de convection naturelle sont négligeables, ce qui est généralement le cas en convection forcée, l'estimation du coefficient de transfert de chaleur du film peut être effectuée à l'aide de l'équation suivante : [20]

$$N_u = 1.86. (R_e P_r)^{0.33} . \left(\frac{d_i}{L}\right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14} \quad \text{(II-14)}$$

Dans un écoulement laminaire, la longueur du tube peut avoir un effet marqué sur le taux de transfert de chaleur pour des rapports  $L/d_i < 500$ .

3.2.6.3. Facteur de transfert de chaleur ( $j_h$ ):

Il est courant de simplifier l'analyse des données de transfert de chaleur en utilisant un facteur de transfert de chaleur  $j_h$ , qui est similaire au coefficient de frottement utilisé pour mesurer la chute de pression. Le facteur de transfert de chaleur  $j_h$  est défini par [20] [18]:

$$j_h = S_t P_r^{0.67} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{-0.14} \tag{II-15}$$

$$S_t = \frac{Nu}{Re P_r} \tag{II-16}$$

L'utilisation du facteur  $j_h$  permet de représenter les données d'écoulement laminaire et turbulent sur le même graphe; tels que montre la figure II.18.

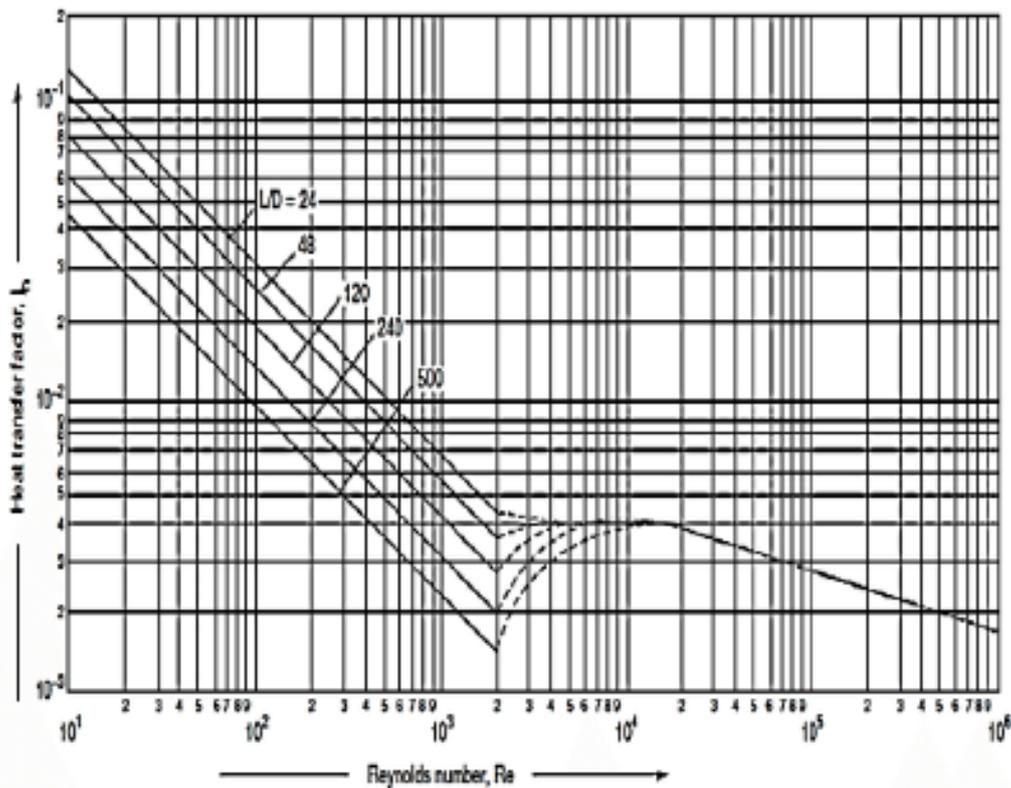


Figure 41 : coefficient de transfert de chaleur de tube[13]

Il est possible de se servir des valeurs de  $j_h$  obtenues à partir de la figure II.18 pour évaluer le coefficient de transfert de chaleur des tubes d'échangeurs de chaleur et des tubes commerciaux. Pour une utilisation pratique, l'équation II-14 peut être réorganisée sous une forme plus adaptée [18] :

$$Nu = j_h Re P_r^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14} \tag{II-17}$$

Il est possible de calculer la perte de charge du côté tube en se basant sur l'équation de base suivante [18]:

$$\Delta P = N_p [8 \cdot j_f \left(\frac{L}{d_i}\right) \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{-m} + 2.5] \frac{\rho u^2}{2} \tag{II-18}$$

Or vous pouvez le calculer directement avec la formule suivante :

$$\Delta P_t = \left(4f_t \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p\right) \frac{\rho_t \mu_t^2}{2} \tag{II-19}$$

Ou

$$f_t = \sqrt[2]{1.58 \ln(R_e) - 3.28} \tag{II-20}$$

Il est possible d'obtenir les valeurs du facteur de frottement  $j_f$  pour les tubes d'échangeur de chaleur en se référant à la figure II-19.

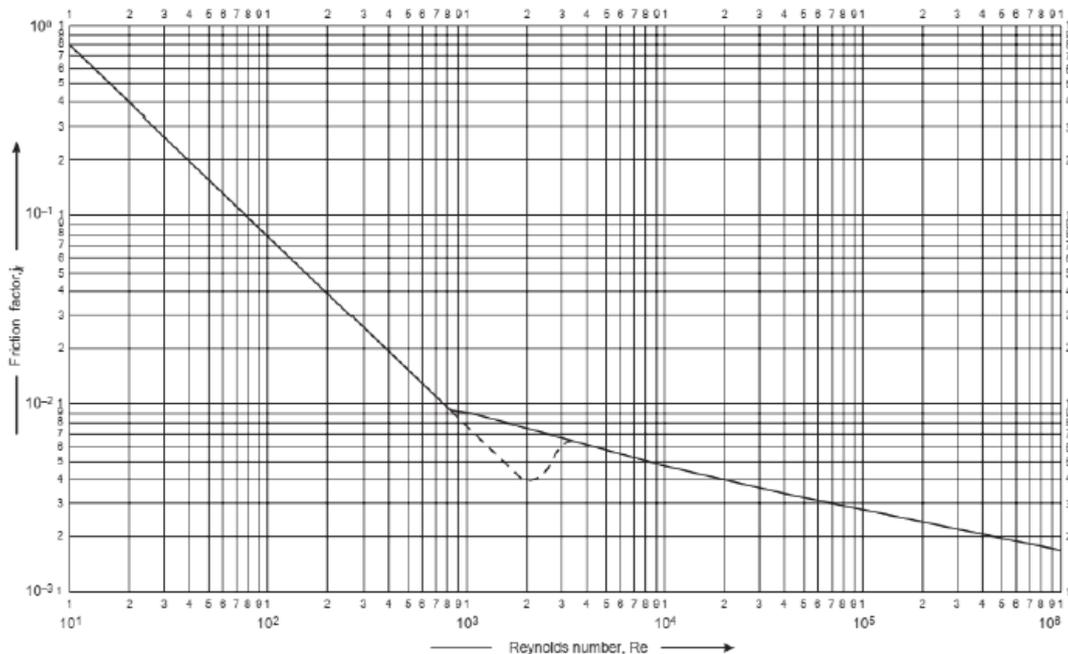


Figure 42 : Facteurs de frottement côté tube[13]

### 3.2.7. Coefficient de transfert de chaleur et chute de pression coté calandre

#### 3.2.7.1. Schéma d'écoulement :

La prédiction du coefficient de transfert de chaleur côté calandre et de la chute de pression dans un échangeur de chaleur à chicanes segmentaires est complexe en raison de la nature du schéma d'écoulement dans la calandre. Bien que les chicanes soient conçues pour guider le flux à travers les tubes, le flux réel du fluide principal sera un mélange de flux transversal entre les chicanes et de flux axial (parallèle) dans les fenêtres de la chicane. Cela rend la prédiction du coefficient de transfert de chaleur et de la chute de pression beaucoup plus difficile que pour le côté tube. Pour comprendre cela, il est possible de se référer à la figure II-19. [13]

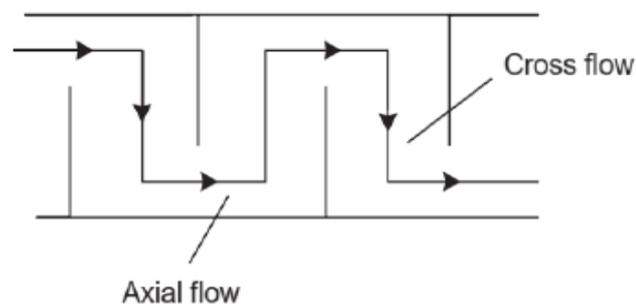


Figure 43 : Débit idéal de l'écoulement principal[13]

### 3.2.7.2. Méthode de Kern :

Avant 1960, les méthodes de conception d'échangeurs de chaleur ne tenaient pas compte des courants de fuite et de dérivation. Les corrélations étaient établies sur la base du débit total de l'écoulement et des méthodes empiriques étaient utilisées pour ajuster les performances des échangeurs réels par rapport à celles d'un banc de tubes idéal en flux transversal. Les méthodes typiques de ces "flux de circulation" sont celles de Kern (1950) et de Donohue (1955).

Tinker (1951, 1958) a présenté la première méthode d'analyse de flux détaillée pour prédire les coefficients de transfert de chaleur côté calandre et la chute de pression, et les méthodes ultérieures ont été basées sur son modèle. Cependant, la présentation de Tinker était difficile à suivre, et sa méthode était fastidieuse à appliquer dans les calculs manuels. Elle a été simplifiée par Devore (1961, 1962), qui a utilisé la tolérance standard pour les échangeurs commerciaux et un nombre limité de coupes de chicanes. Devore a fourni des abaques pour faciliter l'application de la méthode dans les calculs manuels. Mueller (1973) a encore simplifié la méthode de Devore et a fourni un exemple illustratif.

Bien que la méthode de Kern ne prenne pas en compte les flux de dérivation et de fuite, elle est simple à appliquer et suffisamment précise pour les calculs de conception préliminaires et pour les conceptions où l'incertitude des autres paramètres de conception est telle que l'utilisation de méthodes plus élaborées n'est pas justifiée.

La méthode de Kern était basée sur des travaux expérimentaux sur des échangeurs commerciaux avec des tolérances standard et donnera une prédiction raisonnablement satisfaisante du coefficient de transfert de chaleur pour les conceptions standard. Cependant, la prédiction de la perte de charge est moins satisfaisante car la perte de charge est plus affectée par les fuites et les dérivations que par le transfert de chaleur.

Les facteurs de transfert de chaleur et de frottement côté calandre sont corrélés de manière similaire à ceux du flux côté tube en utilisant une vitesse et un diamètre hypothétiques de la calandre. Le diamètre équivalent de la calandre est calculé en utilisant la zone d'écoulement entre les tubes prise dans la direction axiale (parallèle aux tubes) et le périmètre mouillé des tubes, comme indiqué dans la figure II.20. Le schéma d'écoulement dans la calandre d'un échangeur de chaleur à chicanes segmentaires est complexe, ce qui rend la prévision du coefficient de transfert de chaleur et de la chute de pression côté calandre beaucoup plus difficile que pour le côté tube. Bien que les chicanes soient installées pour diriger le flux à travers les tubes, le flux réel du débit principal du fluide sera un mélange de flux transversal entre les chicanes, couplé à un flux axial (parallèle) dans les fenêtres de chicane, comme le montre la figure II-20. [13]

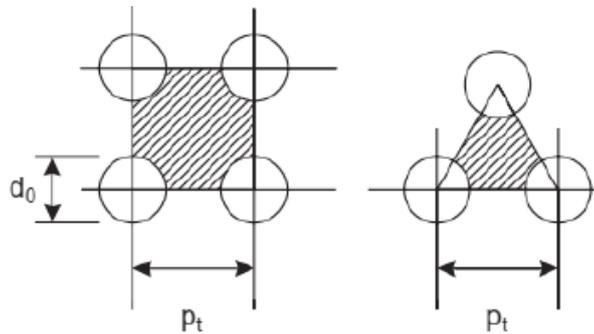


Figure44 : Diamètre équivalent, sections transversales et périmètres mouillés. [13]

Les figures II.22 et II.23 montrent les facteurs de transfert de chaleur  $j_h$  et de frottement  $j_f$  côté calandre nécessaires pour utiliser la méthode de Tinker-Devore. Ces facteurs sont fournis pour différentes coupes de chicanes et configurations de tubes. Les données utilisées pour générer ces chiffres ont été obtenues à partir des travaux de Kern (1950) et Ludwig (2001). [13]

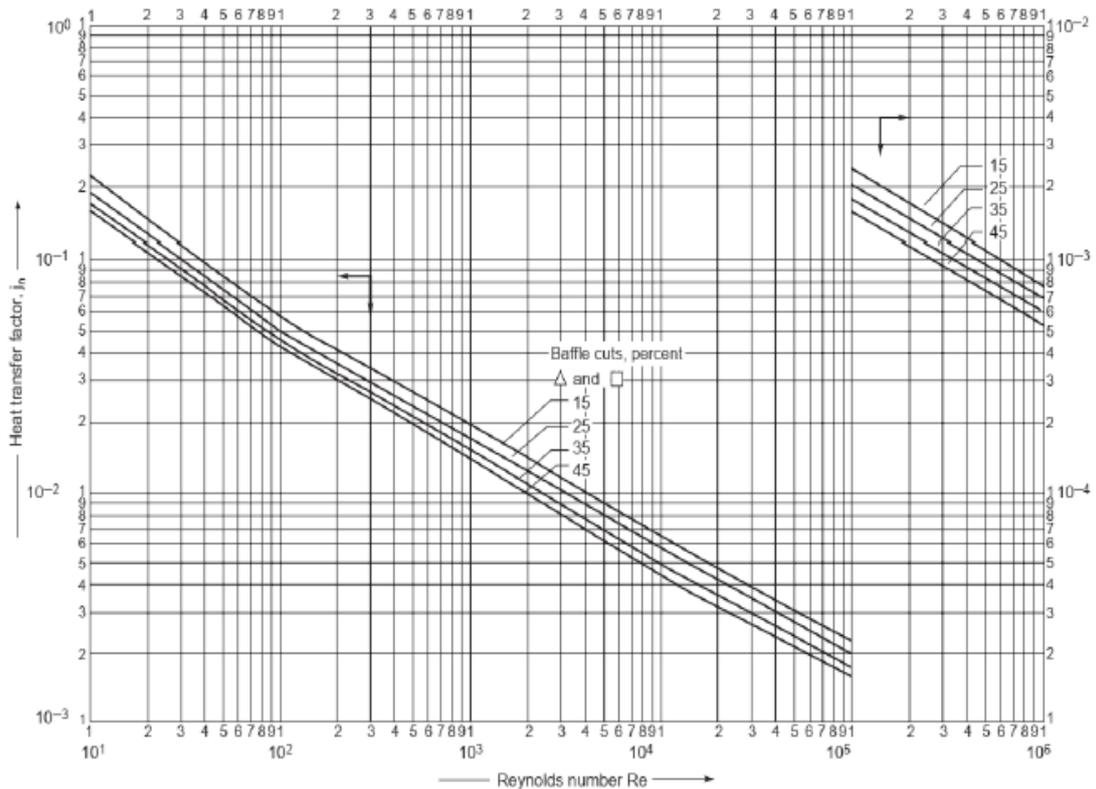


Figure 45 : Facteurs de transfert de chaleur côté calandre, chicanes segmentaires. [13]

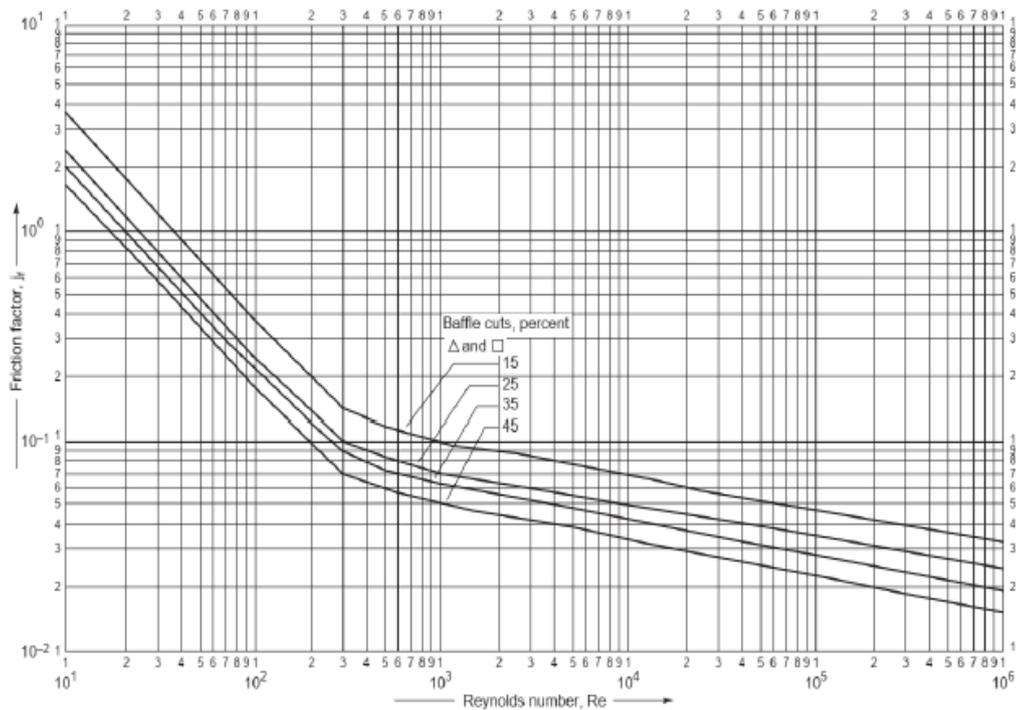


Figure 46 : Facteurs de frottement côté calandre, chicanes segmentaires. [13]

Voici la procédure pour calculer le coefficient de transfert de chaleur côté enveloppe et la chute de pression pour un échangeur à passage unique :

Tout d'abord, il convient de calculer la surface d'écoulement transversal en utilisant la formule suivante :

$$A_s = \frac{(P_t - d_0) \times D_s \times l}{P_t} \quad (\text{II-21})$$

Le rapport entre le jeu des tubes et la distance totale entre les centres des tubes est représenté par le terme  $((p_t - d_0) / p_t)$ .

Ensuite, pour calculer la vitesse de masse  $G_s$  côté calandre et la vitesse linéaire  $u_s$ , suivez les étapes suivantes :

$$G_s = \frac{W_s}{A_s} \quad (\text{II-22})$$

$$U_s = \frac{G_s}{\rho} \quad (\text{II-21})$$

Pour déterminer le diamètre équivalent côté calandre (également appelé diamètre hydraulique), il convient de se référer à la figure II-21.

✚ Pour un arrangement à pas carré, la méthode de calcul est la suivante :

$$d_h = \frac{4 \left( \frac{p_t^2 \cdot \pi d_0}{4} \right)}{\pi d_0} = \frac{1.27}{d} (p_t^2 - 0.785 d_0^2) \quad (\text{II-22})$$

✚ Pour un arrangement trianguler :

$$d_h = \frac{4 \left( \frac{p_t \cdot 0.87 p_t - \frac{1 \pi d_0^2}{4}}{2} \right)}{\frac{\pi d_0}{2}} = \frac{1.10}{d_0} (p_t^2 - 0.917 d_0^2) \quad (\text{II-23})$$

Calculez le nombre de Reynold coté calandre :

$$R_e = \frac{U_s \cdot d_h \cdot \rho}{\mu} \quad (\text{II-24})$$

Pour le nombre de Reynolds calculé, reportez-vous à la figure II.22 pour obtenir la valeur de  $j_h$  correspondant à la coupe de chicane et à l'agencement de tubes sélectionnés. Ensuite, calculez le coefficient de transfert de chaleur côté calandre  $h_s$  en utilisant la formule suivante :

$$N_u = \frac{h_s \cdot d_h}{\lambda_f} = j_h \cdot R_e \cdot P_r^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (\text{II-25})$$

Pour le nombre de Reynolds calculé côté calandre, vous pouvez trouver le facteur de frottement  $j_f$  correspondant sur la figure II-23. Ensuite, vous pouvez calculer la chute de pression côté calandre en utilisant l'équation suivant :

$$\Delta P = 8 j_f \left( \frac{D_s}{d_e} \right) \left( \frac{L}{l_B} \right) \frac{\rho u_s^2}{2} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (\text{II-26})$$

Or vous pouvez le calculez directement en utilisant la formule suivante :

$$\Delta P_c = \frac{f_s Q v_c^2 (N_p + 1) D_s}{2 \rho_s D_e} \quad (\text{II-27})$$

Ou

$$f_s = \text{Exp}[0.576 - 0.19 \times \ln(R_e)] \quad (\text{II-28})$$

### 3.2.7.3. Méthode de Bell-Delaware :

La méthode de Bell-Delaware est une méthode couramment utilisée pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur. Elle est basée sur la différence de température moyenne logarithmique (DTML) et le coefficient de transfert de chaleur global (U).-

Le coefficient de transfert de chaleur global (U) est une mesure de la capacité de l'échangeur de chaleur à transférer la chaleur entre les fluides qui circulent à travers lui. Il prend en compte les coefficients de transfert de chaleur des deux fluides ainsi que la résistance thermique de l'échangeur de chaleur. Calculez le nombre de Nusselt (Nu) pour le fluide côté calandre en utilisant la formule suivante :

✚ Si l'écoulement est turbulent :

$$N_u = \frac{h_i d_h}{k} = C R_e^{0.8} P_r^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14} \quad (\text{II-29})$$

✚ Si l'écoulement est laminaire :

$$N_u = 1.86 \cdot (R_e P_r)^{0.33} \cdot \left(\frac{d_h}{L}\right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14} \quad (\text{II-30})$$

Avec :

$h_e$  : Le coefficient de transfert de chaleur côté Calandre ( $H_i$ ) calculez par la formule suivante :

$$H_i = 0.36 \frac{\lambda}{D_e} R_e^{0.55} P_r^{0.33} \quad (\text{II-31})$$

$h_e$  : Le coefficient de transfert de chaleur côté Tube ( $H_s$ ) calculez par la formule suivante :

**Si  $2300 < Re < 10000$**

$$H_s = \frac{k_t}{d_i} \left[ \frac{\frac{\lambda}{8} (Re_t - 1000) Pr_t}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{\lambda}{8} (Pr_t^{0.67} - 1)}} (1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{0.67}) \right] \quad (\text{II-32})$$

$k_t$  : Conductivité thermique de fluide

Avec

$$\tilde{\lambda} = (1.82 \log_{10} \log_{10} Re - 1.62)^2 \quad (\text{II-33})$$

Si  $Re > 10000$

$$H_i = \frac{k_t}{d_i} 0.027 Re^{0.8} Pr^{0.33}$$

(II-34)

(II-31)

La méthode de Bell-Delaware est une approche plus précise pour calculer le coefficient de transfert de chaleur côté calandre, mais elle nécessite des calculs plus complexes que les méthodes plus simples. Elle est particulièrement utile pour les échangeurs de chaleur à passages multiples où les pertes de charge sont importantes et où la méthode de la pente de température est moins précise.

#### 3.2.7.4. Comparaison entre les deux méthodes :

La méthode de Kern et la méthode de Bell-Delaware sont deux méthodes couramment utilisées pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur. Bien qu'elles soient toutes deux utilisées pour déterminer les dimensions d'un échangeur de chaleur, il existe quelques différences entre les deux méthodes.

La méthode de Kern est une méthode basée sur l'analyse en termes de résistance thermique qui permet de déterminer la surface de transfert de chaleur requise pour un échangeur de chaleur donné. Elle repose sur le principe de la division de l'échangeur de chaleur en sections, chacune ayant une résistance thermique équivalente. La méthode de Kern utilise des équations pour calculer les résistances thermiques individuelles de chaque section, qui sont ensuite utilisées pour calculer la surface de transfert de chaleur requise pour l'échangeur de chaleur. La méthode de Kern est souvent utilisée pour les échangeurs de chaleur à coque et tube.

D'un autre côté, la méthode de Bell-Delaware est une méthode basée sur l'optimisation des performances de l'échangeur de chaleur. Elle est basée sur l'analyse des coefficients de transfert de chaleur et des pertes de pression des différents types d'échangeurs de chaleur pour déterminer les dimensions optimales de l'échangeur de chaleur. La méthode de Bell-Delaware utilise des graphiques

pour déterminer les dimensions optimales de l'échangeur de chaleur en fonction des exigences de performance, telles que le taux de transfert de chaleur, la chute de pression, etc. Cette méthode est souvent utilisée pour les échangeurs de chaleur à plaques.

En résumé, la méthode de Kern est basée sur l'analyse en termes de résistance thermique, tandis que la méthode de Bell-Delaware est basée sur l'optimisation des performances de l'échangeur de chaleur. Les deux méthodes sont utilisées pour déterminer les dimensions d'un échangeur de chaleur, mais la méthode choisie dépendra des exigences de performance et des caractéristiques de l'échangeur de chaleur.

**Conclusion :**

En résumé, ce chapitre nous a fourni les connaissances essentielles sur le fonctionnement des échangeurs de chaleur à tube et calandre. Nous avons exploré les principes fondamentaux du transfert de chaleur, ainsi que les formulations de base qui nous permettent d'analyser et de prédire les performances de l'échangeur.

Cette compréhension approfondie servira de base solide pour la conception et l'optimisation ultérieure des échangeurs de chaleur à tube et calandre dans diverses applications industrielles

# Chapitre III

### Introduction

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur est une étape cruciale dans la conception de systèmes de transfert thermique efficaces. Dans ce chapitre, nous aborderons une étude détaillée sur le dimensionnement d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre, en utilisant deux méthodes : une approche analytique et une approche numérique. De plus, nous ferons usage du logiciel MATLAB R2008a pour effectuer ces calculs.

L'objectif de ce chapitre est de déterminer les dimensions et les caractéristiques optimales de l'échangeur de chaleur afin de répondre aux exigences spécifiques de refroidissement d'un débit de kérosène. Nous nous concentrerons sur le choix des paramètres tels que les débits massiques, les températures d'entrée et de sortie, ainsi que les propriétés thermiques des fluides impliqués. En utilisant à la fois une approche analytique et une approche numérique, nous serons en mesure de comparer et de vérifier nos résultats pour assurer leur précision.

Le logiciel MATLAB R2008a offre une plateforme puissante pour effectuer des calculs complexes, des simulations et des modélisations. Nous exploiterons les fonctionnalités avancées de ce logiciel pour résoudre les équations thermiques et les problèmes de transfert de chaleur, ainsi que pour analyser les performances de l'échangeur de chaleur. Grâce à cette approche, nous pourrions obtenir des résultats fiables et détaillés qui guideront la conception et la mise en œuvre de l'échangeur de chaleur.

En résumé, ce chapitre offre une approche complète et détaillée du dimensionnement d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre, en utilisant le logiciel MATLAB R2008a. Cette étude nous permettra de déterminer les dimensions optimales de l'échangeur de chaleur, garantissant ainsi son efficacité et sa performance optimales dans le processus de refroidissement du kérosène.

### 1- Géométrie :

**Afin de dimensionné un échangeur, il faut d'about fixé certaine paramètre :**

- L'échangeur comportera une seule passe du côté de la calandre et deux passes du côté des tubes.
- L'échangeur de chaleur que nous étudierons sera de type tube et à tête flottante.
- La longueur des tubes de notre échangeur sera d'environ 5 m.

- Les faisceaux tubulaires sont arrangés dans une configuration triangulaire. Avec un pas de  $1.25 d_e$ .
- Le matériau de construction choisi pour notre échangeur sera l'acier au carbone.

L'acier au carbone est souvent utilisé dans la construction des échangeurs de chaleur en raison de ses propriétés avantageuses. Tout d'abord, il présente une bonne résistance mécanique, ce qui lui permet de supporter les charges et les contraintes thermiques associées au fonctionnement des échangeurs de chaleur.

En outre, l'acier au carbone a une conductivité thermique élevée, ce qui favorise une bonne transmission de la chaleur à travers les parois de l'échangeur. Cela permet un transfert de chaleur efficace entre les fluides chauds et froids.

Bien que l'acier au carbone ne soit pas aussi résistant à la corrosion que certains matériaux spéciaux, il peut être protégé contre la corrosion en utilisant des revêtements, des peintures ou en mettant en place des mesures de prévention appropriées, telles que le contrôle du pH et de la composition chimique des fluides.

Enfin, l'acier au carbone est largement disponible sur le marché et son coût est relativement abordable par rapport à d'autres matériaux plus spécialisés. Cela en fait un choix économique pour la construction d'échangeurs de chaleur.

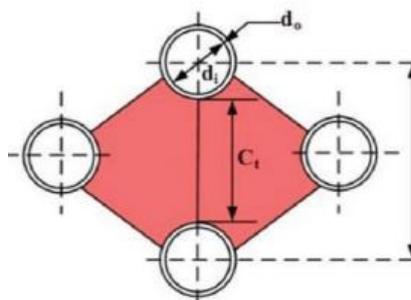


Figure 47 : Disposition à pas triangulaire

### 2- Hypothèses :

On va essayer de dimensionner un changeur de chaleur d'une seule passe du côté de la calandre et deux passes du côté des tubes. Le fluide circulant du côté de la calandre sera le kérosène, avec une température d'entrée de  $210\text{ °C}$  et une température de sortie de  $50\text{ °C}$ . Son débit massique sera de 21

000 kg/h. Le fluide circulant du côté des tubes sera le pétrole brut, avec une température d'entrée de 40 °C et un débit massique de 72 000 kg/h.

Le kérosène sera introduit dans l'échangeur à une pression de 5 bars, tandis que le pétrole brut sera introduit à une pression de 6,5 bars. Une chute de pression maximale de 0,2 bar sera tolérée pour les deux flux. Il est important de noter que notre étude ne prendra pas en compte l'encrassement.

### **3- Algorithme**

Lors du dimensionnement d'un échangeur de chaleur en fonction de son utilisation, plusieurs critères doivent être pris en compte. Bien que la puissance thermique soit toujours une préoccupation majeure, le choix final de l'échangeur peut dépendre d'autres paramètres.

La résolution du problème met en évidence la nature itérative des calculs de conception des échangeurs de chaleur. Ces calculs s'appuient sur la méthode de KERN, qui permet de vérifier les performances de l'échangeur. Un algorithme précis pour la conception d'échangeurs à tube et calandre est illustré dans la figure (III-2)

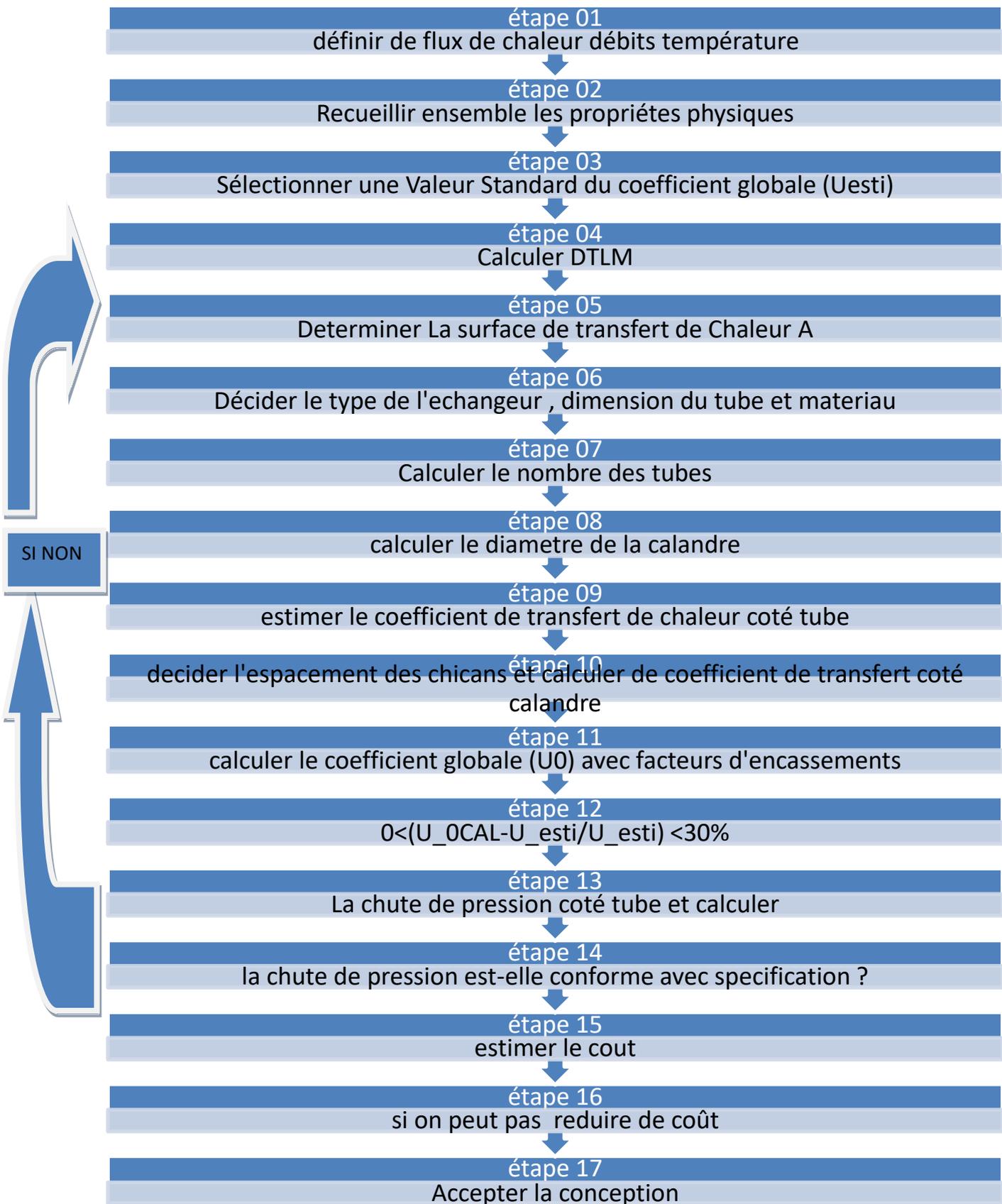


Figure 48 : Étapes de la conception des échangeurs de chaleur à tube et à calandre."

4- Les étapes de la conception des échangeurs de chaleur à tube et à calandre

**Etape 01 : Spécification technique**

Définir les propriétés physiques du fluide froid et du fluide chaud

Propriétés physique	Fluide chaud (Kérosène)	Fluide Froid (pétrole brut)
Température d'entrée (°C)	210	50
Température de sortie (°C)	100	
Débit massique (kg/s)	5.83	20
la chaleur spécifique (kJ/kg°C)	2800	2500

**Tableau 3 : Spécification technique des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur**

Pour compléter la spécification, le taux de transfert de chaleur et la température de sortie du pétrole brut devaient être calculés.

**Calcul du taux de transfert de chaleur du fluide chaud :**

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot C_{p_{cm}} \cdot (T_1 - T_2)$$

$$Q_c = 5,83 \times 2800 \cdot (210 - 100)$$

$$Q_c = 1\,795,64 \text{ kW}$$

**Calcul de la température de sortie du fluide froid :**

$$Q_f = Q_c = \dot{m}_f \cdot C_{p_{fm}} \cdot (t_2 - t_1)$$

Donc :

$$t_2 = t_1 + \frac{Q_c}{\dot{m}_f \cdot C_{p_{fm}}}$$

$$t_2 = 50 + \frac{1\,795,64 \times 10^3}{20 \times 2500}$$

$$t_2 = 85,91 \text{ °C}$$

**Etape 02 : Définir les propriétés physiques des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur**

Les propriétés physiques des deux fluides (kérosène et pétrole brut) sont présentées sur le tableau III-2.

Kérosène	Entré	Moyenne	sortie	Unite
Température	210	155	100	°C
Chaleur spécifique	2800	2800	2800	J/Kg°C
Conductivité thermique	0.130	0.132	0.135	W/m°C
Densité	810	830	850	kg/m <sup>3</sup>

Viscosité	0.250	0.575	0.900	mN sm <sup>-2</sup>
-----------	-------	-------	-------	---------------------

**Tableau 4 : les propriétés physiques des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur**

Pétrole brut	Entré	moyenne	sortie	Unite
Température	50	66.04	82.08	°C
Chaleur spécifique	2500	2500	2500	KJ/Kg°C
Conductivité thermique	0.133	0.134	0.135	W/m°C
Densité	810	830	850	kg/m <sup>3</sup>
Viscosité	2.5	3.5	4.5	mN sm <sup>-2</sup>

**Tableau 5 : propriétés physiques des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur**

#### Etape 03 : Coefficient d'échange thermique globale

Pour un échangeur de ce type (selon la nature des fluides qui circule à l'intérieur de la calandre et des tubes), le coefficient global sera compris entre 300 et 500W/m<sup>2</sup> °C, alors un premier calcul sera entamé par une valeur de  $U_0 = 300 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ .

#### Etape 04 : Type et dimensions de l'échangeur

L'échangeur choisit est de type tube et calandre, Dans ce cas, il est préférable d'avoir un nombre pair de passages côté tube. Cela présente plusieurs avantages. Tout d'abord, cela permet de positionner les buses d'entrée et de sortie du fluide à échanger à la même extrémité de l'échangeur. Cela simplifie considérablement le travail de la tuyauterie, car il est plus facile de connecter les conduites d'entrée et de sortie lorsque celles-ci sont situées à proximité l'une de l'autre.

De plus, en ayant un nombre pair de passages côté tube, cela permet de répartir uniformément le fluide sur l'ensemble de la surface d'échange. Cela garantit une efficacité maximale de transfert de chaleur et une performance optimale de l'échangeur. Cette configuration favorise également une répartition plus uniforme des pertes de charge, ce qui peut être important dans certains systèmes.

Dans notre cas spécifique, nous commençons le calcul de l'échangeur en utilisant une seule passe côté calandre, suivies de deux passes côté tube. Cette configuration particulière a été choisie en fonction des exigences spécifiques de notre application et des caractéristiques du fluide à échanger. En utilisant cette séquence de passes, nous sommes en mesure de maximiser l'efficacité de l'échange thermique tout en maintenant une conception pratique pour la tuyauterie.

**Etape 05 : Détermination de DTLM**

A partir de l'équation II-03 :

$$DTLM_0 = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)}$$

$$DTLM_0 = \frac{(210 - 85,91) - (100 - 50)}{\ln\left(\frac{210 - 85,91}{100 - 50}\right)}$$

$$DTLM_0 = 81,51 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**.a Détermination du coefficient correctif :**

Pour ce type d'échangeur de chaleur, nous devons déterminer le coefficient correction (facteur de forme) en utilisant les abaques (Annexe A-1) en calculant les deux constants suivant :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{210 - 100}{82 - 50} = 3.125 \quad \text{(II-5)}$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{82 - 50}{210 - 50} = 0.2 \quad \text{(II-6)}$$

Les valeurs P, R se croisent dans l'abaque de l'échangeur tubulaire une seule passe côté calandre et 2 passes côté tube. On obtient le facteur de correction F = 0.91 on peut le calculer avec l'équation (II-7)

$$F_t = \frac{\sqrt{(R^2+1)} \ln\left[\frac{1-P}{1-RP}\right]}{(R-1) \ln\left[\frac{2-P[R+1]-\sqrt{(R^2+1)}}{2-P[R+1]+\sqrt{(R^2+1)}}\right]} = 0.89$$

**Etape 05 : Surface totale d'échange thermique (A) :**

De l'équation (II-4) on a :

$$DTLM = F \cdot DTLM_0$$

$$DTLM \approx 72.88$$

Et donc la surface de l'échangeur égale à

$$A = \frac{Q_c \cdot 1000}{U \cdot DTLM} \approx 82.94 \text{ m}^2 \quad \text{(II-2)}$$

**Étape 06: Choix et caractéristiques de l'échangeur**

Lors du processus de sélection de l'échangeur de chaleur, nous nous référons aux normes TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) ainsi qu'aux spécifications des échangeurs disponibles

## Chapitre III : Calcul Thermique d'Echangeurs de Chaleur Tube et Calandre

---

sur le marché. Sur cette base, nous proposons un échangeur de chaleur présentant les caractéristiques suivantes :

- 1) Choix d'écoulement des fluides (côté tubes ou calandre) :
  - ❖ Côté tubes : Le fluide pétrole circulera à l'intérieur des tubes.
  - ❖ Côté calandre : Le fluide kérosène circulera du côté de la calandre.
- 2) Caractéristiques des tubes :
  - ❖ Matériau de construction : Les tubes seront fabriqués en acier au carbone, un matériau couramment utilisé pour sa résistance et sa durabilité.
  - ❖ Diamètre extérieur : Le diamètre extérieur des tubes ( $d_e$ ) sera de 19 mm.
  - ❖ Diamètre intérieur : Le diamètre intérieur des tubes ( $d_i$ ) sera de 15 mm.
  - ❖ Longueur utile : La longueur utile des tubes sera de 5 mètres, ce qui détermine la surface d'échange disponible pour le transfert de chaleur.
  - ❖ Disposition : Les tubes seront disposés selon un agencement à pas triangulaire, offrant une efficacité accrue de l'échange thermique.
  - ❖ Pas : Le pas entre les tubes ( $P_t$ ) généralement '  $P_t=1,25.d_e$  ' sera de 23,75 mm, mesuré entre les centres des tubes adjacents.
  - ❖ Nombre de passes : Pour cet échangeur, nous aurons 2 passages pour les fluides à l'intérieur des tubes, ce qui contribuera à optimiser les performances globales de l'échangeur.

En prenant en compte ces caractéristiques, nous avons sélectionné un échangeur de chaleur adapté à nos besoins spécifiques, avec des tubes en acier au carbone, des dimensions précises et une configuration de passages permettant une efficacité maximale de transfert de chaleur entre le pétrole et le kérosène.

### Etape 07 : Calcul du nombre de tube :

La surface d'un tube (en négligeant l'épaisseur des plaques tubulaires) est défini par :

$$A_0 = \pi \cdot d_e \cdot L \cdot N_t$$
$$N_t = \frac{A_0}{\pi \cdot d_e \cdot L}$$
$$N_t = \frac{82,94}{3,14 \times 0,019 \times 5}$$

Donc :

$$N_t = 278$$

### Etape 08 : Le diamètre du faisceau et calandre

Le diamètre du faisceau est calculé à partir de l'équation (I-1) en déterminant les deux coefficients  $k$  et  $n$  à partir du tableau (I.1). Pour un échangeur de type deux passes coté tube :  $k=0.249$ ,  $n=2.207$ .

$$D_b = d_e \cdot \left(\frac{N_t}{k}\right)^{1/n}$$

Donc :

$$D_b = 19 \cdot \left(\frac{278}{0,249}\right)^{1/2,207}$$

$$D_b = 456,82 \text{ mm}$$

De la figure (I.14), la distance entre le faisceau et la calandre est environ 56 mm et d'après l'équation linéaire suivant :

$$\delta = \frac{30}{1000} \cdot D_b + 44$$

On trouve  $\delta = 57,8 \text{ mm}$  donc le diamètre de la calandre sera :

$$D_s = D_b + \delta$$

$$D_s = 513,8 \text{ mm}$$

### Etape 09 : Coefficient de transfert de chaleur coté tube

Nombre de tube par passe :  $N_p = 278/2 = 139$

La section transversale par passe  $S = \pi \frac{D_i^2}{4} = 0.00018 \text{ (m}^2\text{)}$

La surface par passe  $s = S \cdot N_p = 0.025 \text{ (m}^2\text{)}$

Le débit volumique  $Q_v = \frac{\text{Débit massique}}{\text{Densité}}$

Le débit volumique  $Q_v = 0.024 \text{ (m}^3\text{/s)}$

La vitesse  $V = Q_v / s$

La vitesse  $V = 0.97 \text{ (m/s)}$

De l'équation (II-11):  $Re = \frac{\rho d_i u}{\mu} = 3450$

$$P_r = \frac{\mu \cdot C_p}{k} = 65.30$$

## Chapitre III : Calcul Thermique d'Echangeurs de Chaleur Tube et Calandre

---

Puisque on a  $2300 < Re < 10000$  on utilise cette équation Le coefficient de transfert de chaleur

$$H_s = \frac{k_t}{d_i} \left[ \frac{\frac{\lambda}{8} (Re_t - 1000) Pr_t}{1 + 12.7 \sqrt{\frac{\lambda}{8} (Pr_t^{0.67} - 1)}} \cdot \left( 1 + \left( \frac{d_i}{L} \right)^{0.67} \right) \right]$$

$$\frac{\lambda}{8} = \frac{(1.82 \log_{10} \log_{10} Re - 1.62)^2}{8} = 0.048$$

$k_t$  : Conductivité thermique de fluide

$$H_s = 5747.098 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

### Etape 10 : Coefficient de transfert de chaleur coté calandre

Dans un premier essai, nous prenons l'espacement des chicanes =  $D_s/5$

$$l = D_s/5 \approx 102.56$$

Le nombre de chicanas égale :

$$N_{ch} = \frac{L}{l} + 1 \approx 50$$

Cet espacement doit permettre un bon transfert de chaleur sans chute de pression trop importante.

De l'équation (II-19):

$$A_s = \frac{(P_t - d_0) D_s l}{P_t}$$

$$A_s = 10\,518,55 \text{ mm}^2$$

De l'équation (II-22)

$$d_h = \frac{4 \left( \frac{p_t}{2} * 0.87 p_t - \frac{1 \pi d_0^2}{2 \cdot 4} \right)}{\frac{\pi d_0}{2}} = \frac{1.10}{d_0} (p_t^2 - 0.917 d_0^2)$$

$$d_h = 13,49 \text{ mm}$$

Débit volumétrique côté calandre

$$Q_{vc} = \text{Débit massique} / \text{Densité}$$

$$Q_{vc} = 0.007 \text{ m}^3/\text{s}$$

Vitesse côté calandre  $V_c$

$$\sim 65 \sim$$

$$V_c = Q_{vc} / A_s$$

$$V_c = 0.65 \text{ m/s}$$

$$R_e = \frac{\rho d_h u}{\mu}$$

$$R_e = 19739.13$$

$$P_r = \frac{\mu C_p}{k} = \frac{0.575 \cdot 2.8}{0.133}$$

$$P_r = 12.11$$

$$Hi = 0.36 \frac{\lambda}{D_e} R_e^{0.55} P_r^{0.33}$$

$$Hi = 2626.73 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

### Etape 11 : Calcul du coefficient globale (U)

De l'équation (II-8)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{d_h}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_h}{d_i}\right) + \frac{d_h}{d_i h_i}}$$

$$U_{cal} = 1536.47$$

On vérifier la condition

$$DF = \left| \frac{U_{cal} - U_0}{U_0} \right| < 30\%$$

$$DF = 4.12 > 0.3$$

Comme la condition n'a pas été satisfaite, nous allons revenir à la 5ème étape afin de remplacer  $U_0$  par  $U_{cal}$  et vérifier si nous pouvons satisfaire notre condition.

$$A = \frac{Q_c \cdot 1000}{U \cdot \Delta T_{LM}} \approx 16 \text{ m}^2$$

$$N_t \approx 77$$

$$D_b = 19 \left( \frac{77}{0.249} \right)^{\frac{1}{2.2071}} = 215 \text{ mm}$$

$$D_s = 266$$

Nombre de tube par passe :  $N_p = 53/2 = 27$

## Chapitre III : Calcul Thermique d'Echangeurs de Chaleur Tube et Calandre

La surface par passe  $s = S \cdot N_p = 0.005 \text{ (m}^2\text{)}$

La vitesse  $V = Q_v / s$

La vitesse  $V = 5.1 \text{ (m/s)}$

De l'équation (II-11):  $Re = \frac{\rho d_i u}{\mu} = 18803$

Étant donné que  $Re > 10000$ , cette équation est employée pour calculer le coefficient de transfert de chaleur.

$$H_s = \frac{k_t}{d_i} \cdot 0.027 Re^{0.8} Pr^{0.33}$$

$$H_s = 18303 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$l = D_s / 5 \approx 5.2 \text{ mm}$$

$$A_s = 2830 \text{ mm}^2$$

$$V_c = Q_{vc} / A_s$$

$$V_c = 2.36 \text{ m/s}$$

$$Re = 41060$$

$$Hi = 0.36 \frac{\lambda}{D_e} Re^{0.55} Pr^{0.33}$$

$$Hi = 1850 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{d_h}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_h}{d_i}\right) + \frac{d_h}{d_i} \frac{1}{h_i}}$$

$$U_{cal} = 1162 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

On vérifie la condition

$$DF = \left| \frac{U_{cal} - U_0}{U_0} \right| = 26 < 30\%$$

**Etape 12 : La chute de pression ( $\Delta P$ )**

**Cotée tube :**

$$\Delta P_t = \left(4f_t \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p\right) \frac{\rho_t u_t^2}{2}$$

$$f_t = \sqrt[4]{1.58 \ln(R_e) - 3.28} = 3.41$$

$$\Delta P_t = 1017 \text{ N/m}^2 = 0.01 \text{ bar}$$

**Cotée calandre :**

$$f_s = \text{Exp}[0.576 - 0.19 \ln(R_e)] = 0.25$$

$$\Delta P_c = \frac{f_s Q v_c^2 (N_p + 1) D_s}{2 \rho_s D_e}$$

$$\Delta P_c = 4984 \text{ N/m}^2 = 0.05 \text{ bar}$$

**5- Récapitulatif des résultats :**

**Type d'échangeur de chaleur** tête flottante une seule passe coté calandre, 2 passes côté tube.

**Matériau de construction** Acier en Carbon

**Diamètre extérieur des tubes** 19mm

**Diamètre intérieur des tubes** 15 mm

**Fluide circulant coté tube** Pétrole

**Fluide circulant coté calandre** Kérosène

**La longueur du tube** 5000 mm

**Nombre de tube** 117

**Disposition du tube** Pas triangulaire

**Le pas** 23.75 mm

**Nombre de passe** 1 passe coté calandre et 2 passes côté tube

**Surface de transfert de chaleur** 35 m<sup>2</sup>

**Diamètre de la calandre** 361 mm

**L'espacement des chicanes** 72 mm

**Chutes de pression coté tube** 0.02 bar

**Chutes de pression côté calandre** 0.006 bar

**Coefficient de transfert côté tube** 14472 W/m<sup>2</sup>.°C

**Coefficient de transfert côté calandre** 914 W/m<sup>2</sup>.°C

## 6- Programmation MATLAB

### 6-1 Les valeur D'Entrées

```
clc
```

```
% Etape 01 : Définir les propriétés physiques du fluide froid et du fluide chaud
```

```
% Propriétés du fluide froid
```

```
t1 = 50;           %% (c)
```

```
Mf = 72000 / 3600; %% (kg/s)
```

```
Cpf = 2500;       %% (J/(kg.C))
```

```
% Propriétés du fluide chaud
```

```
T1 = 210;         %% (c)
```

```
T2 = 100;         %% (c)
```

```
Mc = 21000 / 3600; %% (kg/s)
```

```
Cpc = 2800;       %% (J/(kg.C))
```

```
% Calcul du taux de transfert de chaleur du fluide chaud
```

```
Qc = Mc * (T1 - T2) * (Cpc*10-3); %% (KW)
```

```
% Calcul de la température de sortie du fluide froid
```

```
t2 = t1 + (Qc / (Mf * Cpf * 10-3)); %% (c)
```

```
% Etape 02 : Définir les propriétés physiques des fluides à l'entrée et à la sortie de l'échangeur
```

```
% Propriétés du fluide à l'entrée
```

```
Lamdae_c_e = 0.130; %% (W/m.C)
```

```
Lamdae_f_e = 0.133; %% (W/m.C)
```

```
Rho_f_e = 810;      %% (mN/sm2)
```

```
Rho_c_e = 700;     %% (mN/sm2)
```

```
viscosite_f_e = 2.5; %% (mN/sm2)
```

```
viscosite_c_e = 0.25; %% (mN/sm2)
```

```
% Propriétés du fluide à la sortie
```

```
Lamdae_c_s = 0.135;
```

Lamdae\_f\_s = 0.135;  
Rho\_f\_s = 850;  
Rho\_c\_s = 780;  
viscosite\_f\_s = 4.5;  
viscosite\_c\_s = 0.9;  
Rho\_f = (Rho\_f\_e + Rho\_f\_s) / 2;  
Rho\_c = (Rho\_c\_e + Rho\_c\_s) / 2;  
Mu\_f = (viscosite\_f\_s + viscosite\_f\_e) / 2;  
Mu\_c = (viscosite\_c\_e + viscosite\_c\_s) / 2;  
Lamdae\_c = (Lamdae\_c\_e + Lamdae\_c\_s) / 2;  
Lamdae\_f = (Lamdae\_f\_e + Lamdae\_f\_s) / 2;

% Propriétés du Metal utiliser

% Metal utiliser : Acier en Caebon

Cond = 45 ; %%

### 6-2 Formulation

% Etape 03 : Calcul du coefficient d'échange thermique global

% Pour un échangeur de ce type (selon la nature des fluides qui circulent à l'intérieur de la calandre et des tubes), le coefficient global sera compris entre 300 et 2000W/m<sup>2</sup>.°C, alors un premier calcul sera entamé par une valeur de U0= 300 W/m<sup>2</sup>.°C.

U0 = 300 ; % Initial value of U in W/m<sup>2</sup>.°C

%Etape 04 :Type et dimensions de l'échangeur

% Calculating DTLM\_0

DTLM\_0 = ((T1 - t2) - (T2 - t1)) / log((T1 - t2) / (T2 - t1));

% Calculating P

P = (t2 - t1) / (T1 - t1);

% Calculating R

$$R = (T1 - T2) / (t2 - t1);$$

% Calculating the correction factor (F)

$$F = (\text{sqrt}(R^2 + 1) * \log((1 - P) / (1 - R * P))) / ((R - 1) * \log((2 - P * (R + 1 - \text{sqrt}(R^2 + 1))) / (2 - P * (R + 1 + \text{sqrt}(R^2 + 1))));$$

% Calculating DTLM

$$\text{DTLM} = F * \text{DTLM}_0;$$

Etape05:Surface totale d'echange thermique (A) DF = 100;

while DF > 0.3

$$A = Q_c * 1000 / (U_0 * \text{DTLM});$$

Etape 06 : Choix et caractéristique de l'echangeur

$$d_e = 0.020; \quad \text{%% m}$$

$$d_i = 0.016;$$

$$L = 5; \quad \text{%% m}$$

$$K = 0.249;$$

$$n = 2.207;$$

% Etape 07 : Calcul du nombre de tube

$$N_t = \text{round}(A / (\pi * d_e * L));$$

% Etape 08 : Le diameter du faisceau et calandre

$$D_b = d_e * 1000 * (N_t / K)^{(1 / n);$$

$$d = ((30 * D_b) / 1000) + 44;$$

$$D_s = D_b + d;$$

**%Etape 09 : Coefficient de transfert de chaleur coté tube**

$$N_p = N_t / 2;$$

$$S = \pi * (d_i)^2 / 4;$$

$$s = S * N_p;$$

$$Q_{v\_f} = M_f / \rho_{f\_f};$$

$$V_f = Q_{v\_f} / s;$$

$$Re = (\rho_{f\_f} * d_i * V_f) / (\mu_{f\_f} / 1000);$$

$$Pr = (\mu_{f\_f} * C_{p\_f} * 10^{(-3)}) / \lambda_{d\_f};$$

$$k_t = (1.82 * \log_{10}(\log_{10}(Re)) - 1.62)^2 ;$$

**if** Re < 2300

$$H_s = (\lambda_{d\_f} / d_i) * (3.66 + (0.065 * Re * Pr) / (d_i * L))^{1.3} / (1 + (0.04 * Pr)^{2 /$$

3) \* Re^{0.14});

**elseif** Re >= 2300 && Re < 10000

$$H_s = (\lambda_{d\_f} / d_i) * (k_t / 8) * ((Re - 1000) * Pr) / (1 + 12.7 * \sqrt{(k_t / 8)} *$$

(Pr^{0.67} - 1)) \* (1 + (d\_i / L)^{0.67}));

**else**

$$H_s = (\lambda_{d\_f} / d_i) * (0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.3});$$

**end**

**%Etape 10: Coefficient de transfert de chaleur coté calandre**

$$l = D_s / (5 * 1000) ;$$

$$N_{br\_chic} = \text{round}(L / l) + 1;$$

$$l = L / (N_{br\_chic} - 1);$$

$$p_t = 1.25 * d_e;$$

**% Calculating the surface area between baffles (As)**

$$A_s = (((p_t - d_e) * D_s * l) / p_t) * 1000;$$

$$D_h = (1.10 / (d_e * 1000)) * ((p_t * 1000)^2 - 0.917 * (d_e * 1000)^2);$$

**% Calculating the volumetric flow rate on the shell side (Qvc)**

$$Q_{vc} = M_f * 1000 / (\rho_{f\_f} * 3600);$$

$$V_c = Q_{vc} / (A_s / 1000000);$$

$$Re_2 = (\rho_c * D_h * V_c) / (\mu_c);$$

$$Pr_2 = (\mu_c * C_{pc} * 10^{-3}) / \lambda_{c};$$

$$Hi_f = 360 * (\lambda_{f} / (d_i * 1000)) * ((Re_2^{0.55}) * (Pr_2^{0.33}));$$

### %Etape 11: Calcul du Coefficient global

$$U_{cal} = 1 / ((1 / Hi_f) + (d_e / (2 * Cond)) * \log(d_e / d_i) + ((d_e / d_i) * (1 / H_s)));$$

$$DF = \text{abs}((U_{cal} - U_0) / U_0);$$

$$U_0 = U_{cal};$$

end

### %Etape 12 : Calcul la chute de pression

$$\Delta P_{\text{Tube}} = 4 * ((1.58 * \log(Re) - (3.28)^{-2}) * ((\log(N_p / d_i) + 4 * N_p) * ((\rho * \mu_f^2) / 2)));$$

$$\Delta P_{\text{calandre}} = (\exp(0.576 - 0.19 * \log(Re_2))) * (((\rho_c * Q_{vc})^2 * N_{br\_chic} + 1) * D_s) / (2 * \rho_c * d_e);$$

$$DPG = \Delta P_{\text{Tube}} + \Delta P_{\text{calandre}};$$

fprintf('t2: %f\n', t2);

fprintf('R: %f\n', R);

fprintf('P: %f\n', P);

fprintf('F: %f\n', F);

fprintf('DTLM: %f\n', DTLM);

fprintf('A: %f\n', A);

fprintf('Nt: %d\n', Nt);

fprintf('Db: %f\n', Db);

fprintf('d: %f\n', d);

fprintf('Ds: %f\n', Ds);

fprintf('S: %f\n', S);

```
fprintf('s: %f\n', s);
fprintf('Qv_f: %f\n', Qv_f);
fprintf('V_f: %f\n', V_f);
fprintf('Re: %f\n', Re);
fprintf('Pr: %f\n', Pr);
fprintf('kt: %f\n', kt);
fprintf('Hs: %f\n', Hs);
fprintf('l: %f\n', l);
fprintf('Nbr_chic: %d\n', Nbr_chic);
fprintf('pt: %f\n', pt);
fprintf('As: %f\n', As);
fprintf('Dh: %f\n', Dh);
fprintf('Qvc: %f\n', Qvc);
fprintf('Vc: %f\n', Vc);
fprintf('Re2: %f\n', Re2);
fprintf('Pr2: %f\n', Pr2);
fprintf('Hi_f: %f\n', Hi_f);
fprintf('DF: %f\n', DF);
fprintf('Ucal: %f\n', Ucal);
fprintf('Delta_P_Tube: %f\n', Delta_P_Tube);
fprintf('Delta_P_calandre: %f\n', Delta_P_calandre);
fprintf('DPG: %f\n', DPG);
```

6-3 Les valeur De Sorties

```

t2: 85.933333
R: 3.061224
P: 0.224583
F: 0.885906
DTLM: 72.201117
A: 34.900792
Nt: 117
Db: 308.631848
d: 53.258955
Ds: 361.890804
S: 0.000177
s: 0.010338
Qv_f: 0.024096
V_f: 2.330900
Re: 8291.344207
Pr: 65.298507
kt: 0.292137
Hs: 14472.708198
l: 0.072464
Nbr_chic: 70
pt: 0.023750
As: 5244.794254
Dh: 13.490950
Qvc: 0.001952
Vc: 0.372227
Re2: 6462.702323
Pr2: 12.150943
Hi_f: 914.039835
DF: 0.138906
Ucal: 812.037928
Delta_P_Tube: 1996.607411
Delta_P_calandre: 635.819162
DPG: 2632.426573
>> bn|
    
```

7- Résultats et discussion :

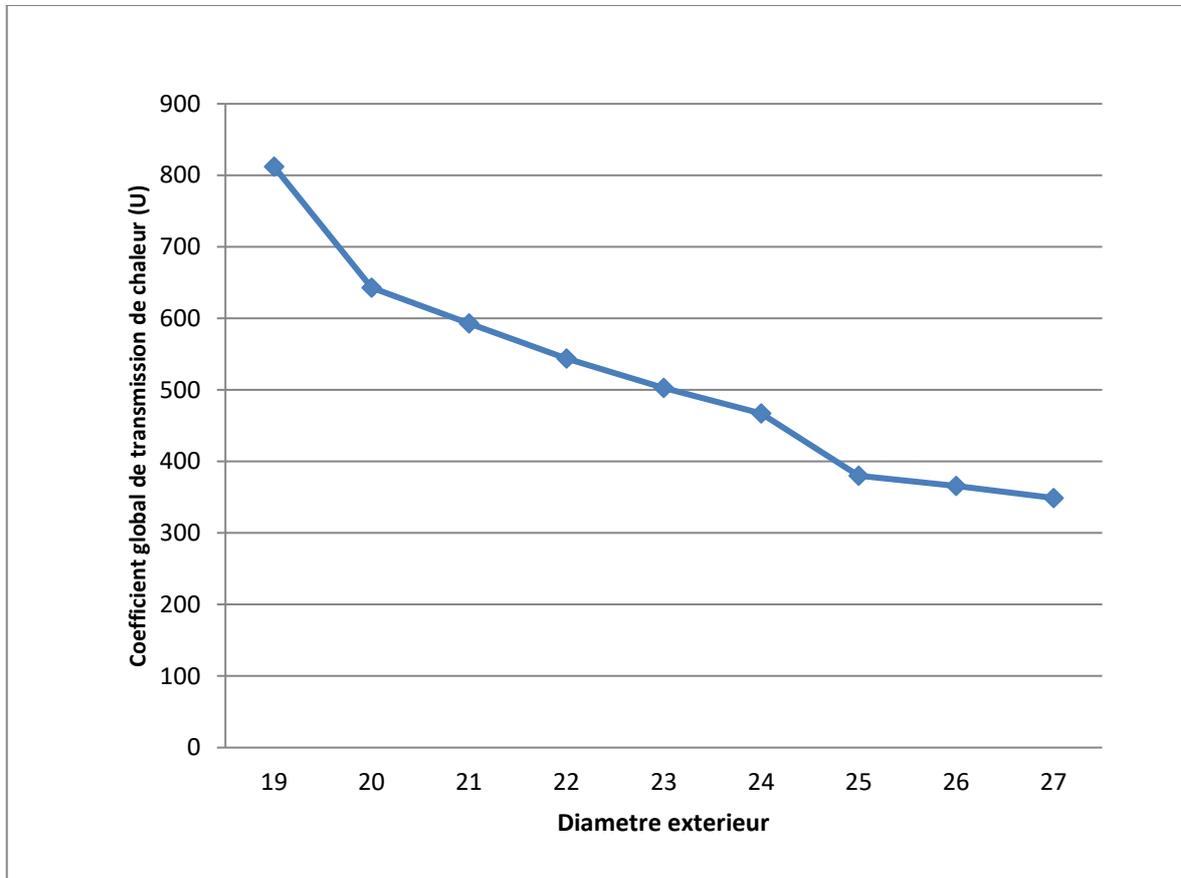
Dans le but d'améliorer les performances de notre échangeur, nous avons entrepris des essais en modifiant certaines variables. Afin de mieux comprendre l'impact de ces changements, nous avons établi plusieurs tableaux qui nous aideront à observer les résultats et à analyser leur influence. Ces tableaux nous fourniront des informations précieuses pour évaluer les effets des modifications apportées sur les performances de l'échangeur.

1) Effet du diamètre des tubes :

Di	15	16	17	18	19	20	21	22	23
de	19	20	21	22	23	24	25	26	27
ds	0.361	0.428	0.450	0.470	0.492	0.513	0.590	0.602	0.614
U	812	643	593	544	503	467	380	366	349

$\Delta P$	2632	3353	3481	3585	3717	3831	4742	4761	4795
------------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

**Tableau 6l'impact des diamètres sur le Coefficient global de transmission de chaleur (U) et la chute de pression**



**Figure 49: changement la valeur de Coefficient global de transmission de chaleur (U) par rapport de changement les diamètres**

Lorsque nous analysons la fonction  $U = f(d_e)$  représentant le coefficient global de transmission de chaleur en fonction du diamètre extérieur, nous remarquons une tendance significative : les valeurs de  $U$  diminuent de manière constante à mesure que de augmente. Cette observation suggère une relation linéaire ou une tendance régulière entre le diamètre extérieur et le coefficient de transmission de chaleur.

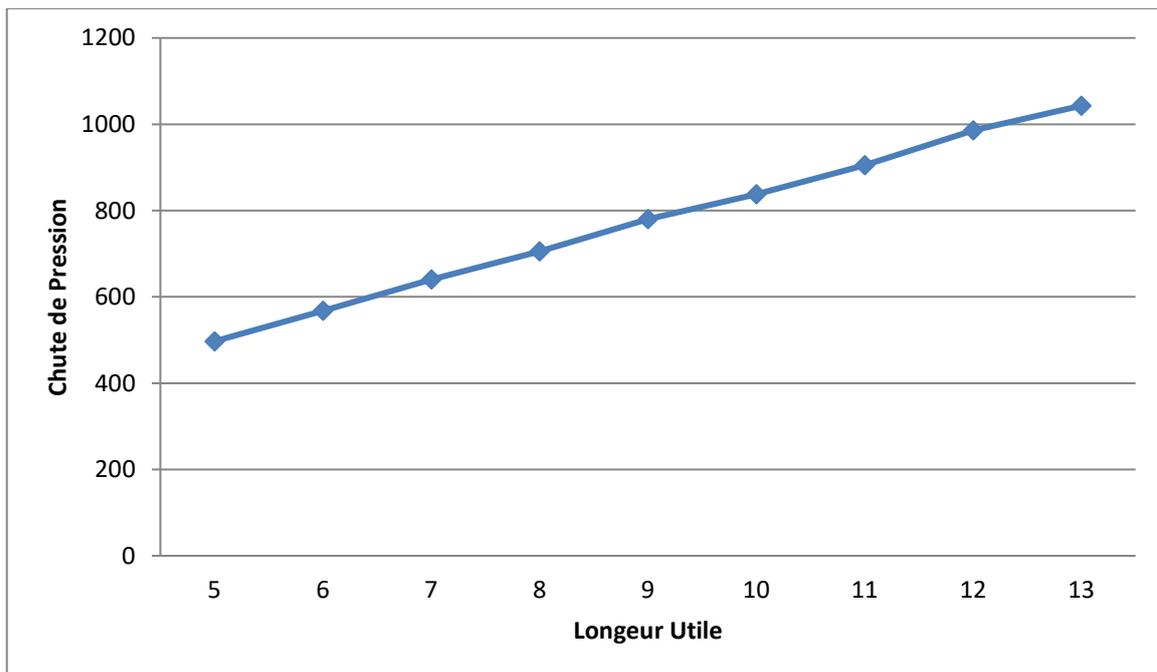
En d'autres termes, à mesure que le diamètre extérieur augmente, le coefficient global de transmission de chaleur diminue de manière constante. Cette relation linéaire indique qu'il existe une corrélation négative entre le diamètre extérieur et la capacité de transfert de chaleur. En général, lorsque le diamètre extérieur augmente, la surface de contact avec le milieu environnant diminue proportionnellement. Cela entraîne une réduction de l'efficacité du transfert de chaleur, ce qui se traduit par une diminution du coefficient global de transmission de chaleur.

Ainsi, une augmentation du diamètre extérieur est associée à une diminution du coefficient de transmission de chaleur, ce qui peut avoir des implications sur l'isolation thermique, l'efficacité énergétique ou d'autres aspects liés aux transferts de chaleur dans le système étudié.

### 2) Effet de la longueur des tubes :

L	5	6	7	8	9	10	11
$\Delta P$	2632	2568	2508	2341	2243	2192	2149

**Tableau 7 : l'impact de la longueur utile sur le Coefficient global de transmission de chaleur (U) et la chute de pression**



**Figure 50 : changement la valeur de chute de pression par rapport de changement la longueur utile**

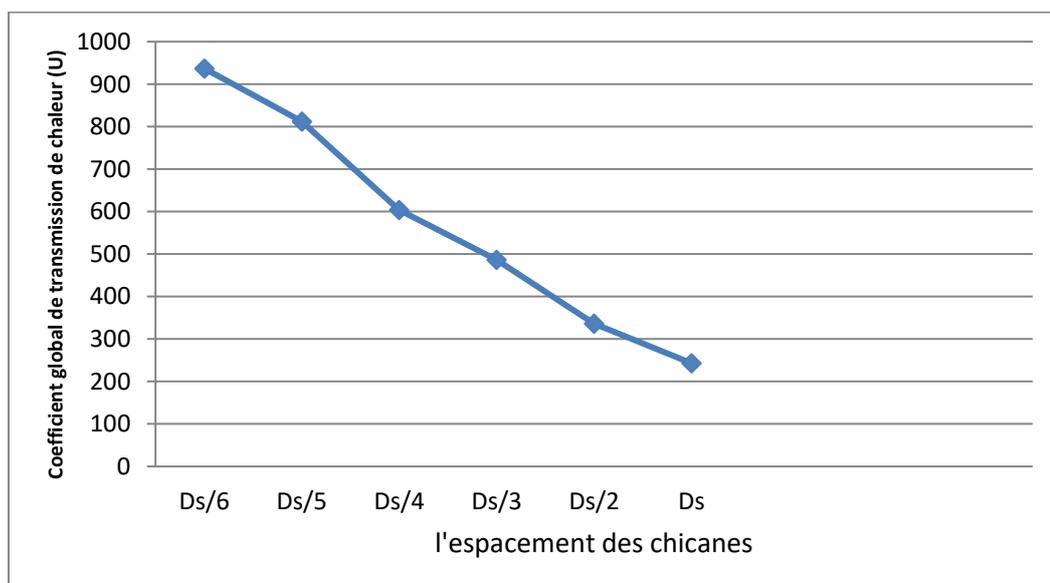
Lorsque la longueur utile (L) augmente dans un échangeur de chaleur, la chute de pression dans le tube ( $\Delta P_{\text{tube}}$ ) montre une tendance de variation. En examinant les valeurs spécifiques, nous constatons que la chute de pression augmente à mesure que la longueur utile augmente. Cela indique

une relation positive entre la longueur utile et la chute de pression dans le tube. Une augmentation de la longueur utile du tube entraîne une augmentation de la chute de pression, suggérant une relation directe entre ces deux variables. Cette relation peut être due à une augmentation de la résistance au flux dans le tube à mesure que la longueur utile augmente, ce qui se traduit par une augmentation de la perte de pression. En résumé, les changements de la fonction  $\Delta P_{\text{tube}} = f(L)$  indiquent que la chute de pression dans le tube augmente à mesure que la longueur utile augmente. Cela suggère une relation positive entre la longueur utile et la chute de pression, bien que d'autres facteurs puissent également influencer cette relation. Cependant, il est important de noter que l'augmentation de la longueur utile doit être soigneusement évaluée en fonction des exigences spécifiques du système, de la résistance au flux, des coûts et des limitations de conception, car elle peut avoir des conséquences significatives sur l'efficacité globale de l'échangeur de chaleur.

### 3) Effet de la longueur d'espacement des chicanes :

l	Ds/6	Ds/5	Ds/4	Ds/3	Ds/2	Ds
U	937	812	604	487	336	243
Delta_P	2527	2632	3378	3645	4566	4634

**Tableau 8 : l'impact de l'espacement des chicanes sur la chute de pression.**



**Figure 51 : changement la valeur de Coefficient global de transmission de chaleur (U) par rapport de changement de l'espacement des chicanes**

Nous pouvons observer que la valeur du Coefficient global de transmission de chaleur ( $U$ ) augmente à mesure que l'espacement des chicane s'accroît. À mesure que cet espacement augmente davantage, la valeur du Coefficient global de transmission de chaleur ( $U$ ) dans le tube diminue progressivement.

Cette relation peut être expliquée par l'augmentation de la résistance au flux et de la friction entre le fluide et les surfaces des chicane lorsque l'espacement est plus important. Cela entraîne une augmentation de la perte de charge. Les variations de la fonction  $U = f(l)$  indiquent que la valeur du Coefficient global de transmission de chaleur ( $U$ ) dans le tube de l'échangeur de chaleur diminue à mesure que l'espacement des chicane augmente. Cette tendance peut être expliquée par l'accroissement de la résistance au flux et de la friction entre le fluide et les surfaces des chicane.

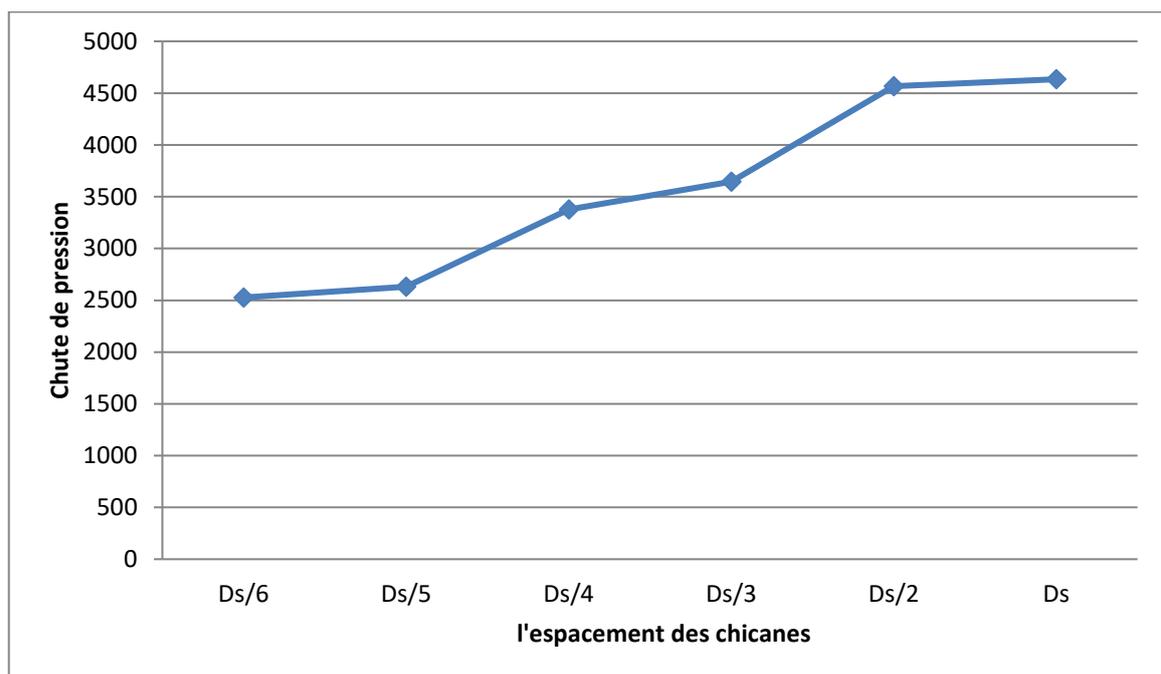


Figure 52 : **changement la valeur de chute de pression par rapport de de l'espacement des chicane**

Nous pouvons observer que la chute de pression augmente à mesure que l'espacement des chicane s'accroît. À mesure que cet espacement augmente davantage, la chute de pression dans le tube augmente progressivement.

Cette relation peut être expliquée par l'augmentation de la résistance au flux et de la friction entre le fluide et les surfaces des chicanes lorsque l'espacement est plus important. Cela entraîne une augmentation de la perte de charge ou de la chute de pression. Les variations de la fonction  $\Delta P_{\text{tube}} = f(l)$  indiquent que la chute de pression dans le tube de l'échangeur de chaleur augmente à mesure que l'espacement des chicanes augmente. Cette tendance peut être expliquée par l'accroissement de la résistance au flux et de la friction entre le fluide et les surfaces des chicanes.

#### 4) Effet du pas entre les tubes :

pt	1.20*de	1.25*de	1.30*de	1.35*de	1.40*de	1.45*de	1.50*de
<b>U</b>	789	812	838	859	892	928	962
Delta_P	2598	2632	2661	2697	2699	2717	2722

**Tableau 9 : l'impact du pas sur la chute de pression.**

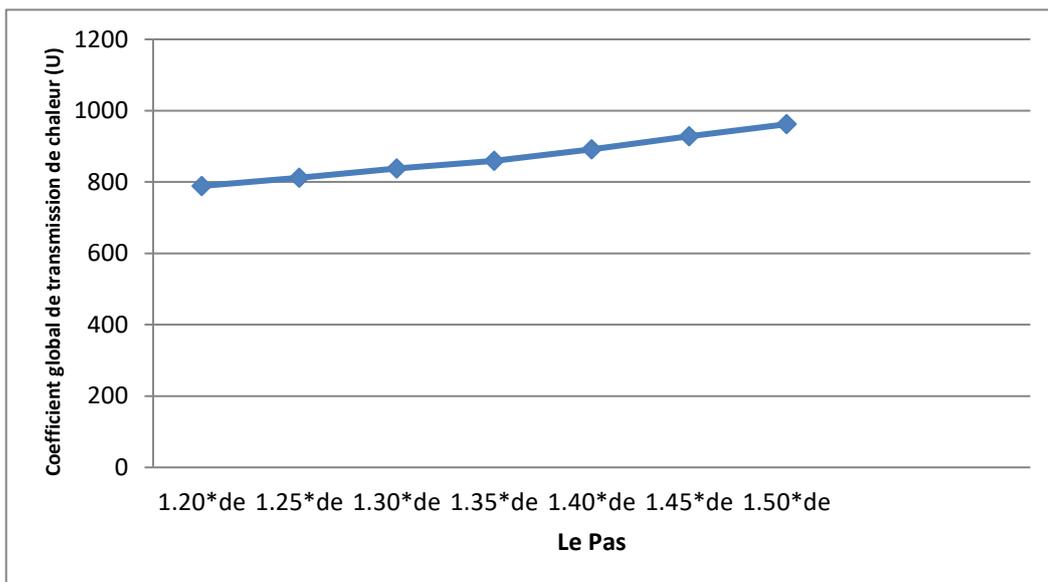


Figure 53 : **changement la valeur de Coefficient global de transmission de chaleur (U) par rapport de changement de le Pas**

À mesure que le pas augmente, le coefficient global de transmission de chaleur ( $U$ ) montre une tendance de variation.

En examinant les valeurs spécifiques, nous pouvons observer que le coefficient de transmission de chaleur augmente de manière régulière à mesure que le pas augmente.

Compréhension de la relation entre  $pt$  et  $U$  :

Une augmentation du pas conduit à une augmentation du coefficient global de transmission de chaleur.

Cette relation peut être attribuée à plusieurs facteurs. Un plus grand pas peut permettre une meilleure distribution du fluide et une augmentation de la surface de transfert de chaleur, ce qui améliore l'efficacité du transfert de chaleur et augmente le coefficient de transmission.

Cependant, il est important de noter que l'interprétation des changements de la fonction  $U = f(pt)$  doit être considérée dans le contexte du système spécifique et des paramètres supplémentaires tels que le débit du fluide, les propriétés thermiques des matériaux, la géométrie des surfaces de transfert, et d'autres facteurs influençant le transfert de chaleur.

En résumé, les changements de la fonction  $U = f(pt)$  indiquent que le coefficient global de transmission de chaleur augmente de manière régulière à mesure que le pas augmente. Cela suggère que l'optimisation du pas peut contribuer à une meilleure efficacité de transfert de chaleur dans le système étudié.

on ne peut pas simplement augmenter le pas de manière arbitraire :

Efficacité de transfert de chaleur : L'espacement entre les plaques ou les tubes de l'échangeur de chaleur a un impact direct sur l'efficacité du transfert de chaleur. Un pas plus grand signifie une surface de transfert de chaleur réduite et donc une diminution de l'efficacité de transfert de chaleur. En augmentant le pas, on risque de compromettre la performance de l'échangeur de chaleur.

Perte de charge : L'augmentation du pas peut entraîner une augmentation de la perte de charge dans le système. Une perte de charge élevée signifie une résistance accrue au flux du fluide, ce qui peut nécessiter une augmentation de la puissance de la pompe pour maintenir le débit requis. Cela peut entraîner une augmentation de la consommation d'énergie et des coûts d'exploitation.

Formation de zones mortes : Lorsque le pas devient trop grand, il peut y avoir des zones mortes dans l'échangeur de chaleur où le fluide s'écoule lentement ou stagne. Cela peut entraîner une diminution de l'efficacité du transfert de chaleur et favoriser l'accumulation de dépôts ou de contaminants, ce qui peut nuire à la performance et à la durabilité de l'échangeur de chaleur.

Contraintes mécaniques : Un pas trop grand peut entraîner des contraintes mécaniques indésirables sur les composants de l'échangeur de chaleur. Cela peut entraîner des vibrations excessives, des fuites ou même des défaillances structurelles.

### 5) Effet du matériau des tubes :

metal	Acier au carbone 45 (W/m.K)	Aluminium 220(W/m.K)	Cuivre 390(W/m.K)	Fer 70(W/m.K)	Zinc 116(W/m.K)	Titane 18 (W/m.K)
U	812	853	856	833	844	665
Delta_P	2632	2570	2570	2605	2587	3315

**Tableau 10 : l'impact de les différent matériaux de construire sur le Coefficient global de transmission de chaleur (U) et la chute de pression**

Certains métaux, tels que le cuivre et l'aluminium, présentent des valeurs plus élevées de U, ce qui indique une meilleure efficacité de transfert de chaleur.

D'autre part, certains métaux, tels que le fer et le Titane, montrent des valeurs plus élevées de Delta\_P, ce qui suggère une perte de pression plus élevée dans le système

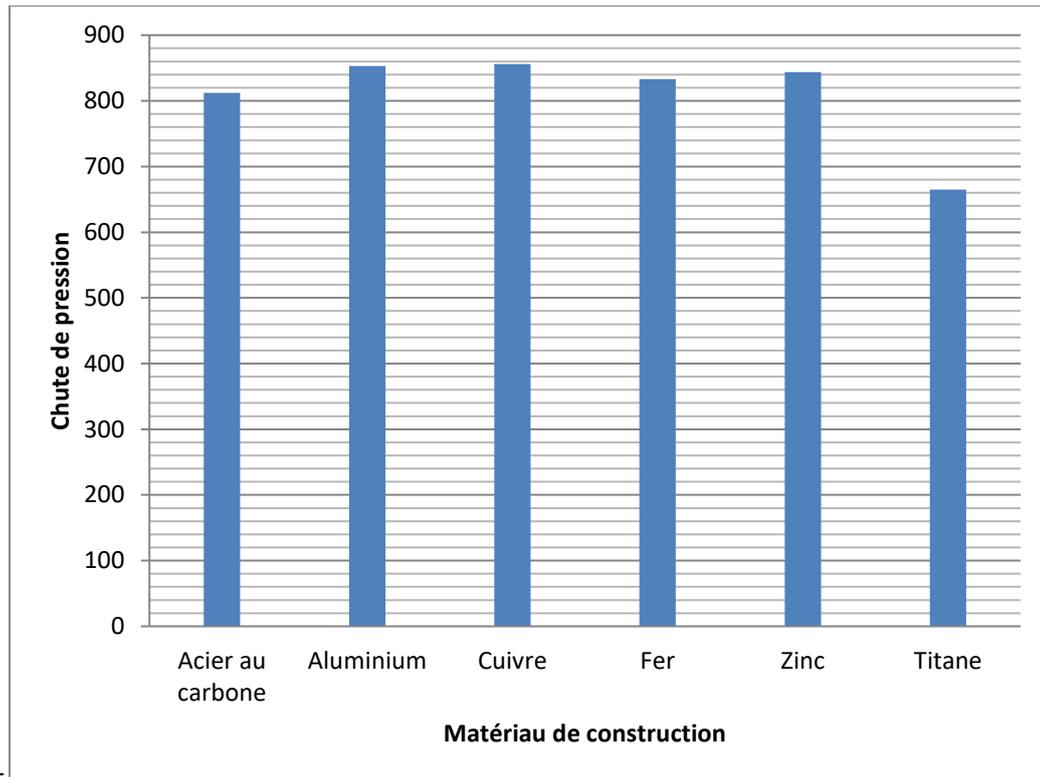


Figure 54 : l'impact de les différent matériaux de construire sur le Coefficient global de transmission de chaleur (U) .

Les changements de fonction  $U = f(\text{metal})$  et  $\Delta P_{\text{tube}} = f(\text{metal})$  démontrent que le choix du métal utilisé dans l'échangeur de chaleur a un impact significatif sur l'efficacité du transfert de chaleur et la chute de pression. Certains métaux, tels que le cuivre et l'aluminium, ont tendance à avoir une meilleure performance en termes de transmission de chaleur, tandis que d'autres métaux peuvent présenter des caractéristiques de résistance spécifiques. Le choix du métal approprié dépend des exigences spécifiques de l'application, y compris les propriétés thermiques, la compatibilité avec les fluides, les contraintes mécaniques et les considérations économiques.

### **Conclusion**

En conclusion, le dernier chapitre a exposé en détail une étude sur les calculs de dimensionnement d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre en utilisant deux approches : une méthode analytique et une méthode numérique. Cette étude a été réalisée en utilisant le logiciel MATLAB R2008a.

L'approche analytique a permis d'appliquer des équations et des formules théoriques pour obtenir des résultats de dimensionnement précis. En utilisant MATLAB R2008a, nous avons pu effectuer des calculs analytiques avancés en manipulant des variables, en résolvant des équations et en effectuant des analyses mathématiques pour obtenir les dimensions et les caractéristiques optimales de l'échangeur de chaleur.

D'autre part, l'approche numérique a utilisé MATLAB R2008a pour réaliser des simulations et des modélisations plus complexes. Grâce aux fonctionnalités avancées de ce logiciel, nous avons pu résoudre des problèmes plus difficiles impliquant des facteurs tels que les pertes de charge, les coefficients de transfert de chaleur et les distributions de température. Cela nous a permis d'obtenir des résultats plus précis et détaillés pour le dimensionnement de l'échangeur.

### **Conclusion Générale :**

En conclusion, cette étude a porté sur le dimensionnement d'un échangeur de chaleur tube et calandre, permettant ainsi d'approfondir nos connaissances dans ce domaine spécifique. Nous avons acquis une meilleure compréhension des concepts d'échange de chaleur ainsi qu'une description détaillée de l'échangeur tube et calandre, y compris sa classification et ses composantes avec des détails approfondis.

Dans un premier temps, nous avons effectué une étude théorique visant à déterminer le dimensionnement thermique en utilisant la méthode analytique basée sur la méthode de Kern, reconnue pour sa simplicité et sa rapidité de mise en œuvre. À partir de cette étude, nous avons confirmé nos résultats en effectuant une simulation numérique et en vérifiant notre modèle à l'aide du logiciel Aspen MATLAB R2008.

Nous avons conclu que la méthode de Kern a produit des résultats parfaitement concordants avec ceux obtenus par simulation avec le logiciel Aspen MATLABR2008. La maîtrise de ce logiciel de dimensionnement et de conception des échangeurs de chaleur constitue un point fort de notre étude, nous permettant ainsi d'appliquer ces connaissances à l'avenir pour dimensionner différents types d'échangeurs de chaleur dans divers scénarios industriels.

En somme, cette étude nous a permis d'approfondir notre compréhension des échangeurs de chaleur, de mettre en pratique des méthodes de dimensionnement analytiques et numériques, et d'acquérir des compétences précieuses pour des applications futures dans l'industrie.

## Références Bibliographiques :

- [1] André B, Alain G, Charles G, Jacques H, Christophe M, Pierre M, et al. Échangeurs de chaleur - Description des échangeurs. Techniques de l'ingénieur 1995.
- [2] Jannot Y, Meukam P. Simplified estimation method for the determination of the thermal effusivity and thermal conductivity using a low cost hot strip. MeasSciTechnol 2004;15:1932–8.  
<https://doi.org/10.1088/0957-0233/15/9/034>
- [3] Padet J. Échangeurs thermiques : méthodes globales de calcul avec 11 problèmes résolus. Paris: Masson; 1994.
- [4] Chaudourne S. Echangeurs à caloducs pour la récupération de chaleur dans les processus industriels. RevPhysAppl (Paris) 1982;17:625–32.  
<https://doi.org/10.1051/rphysap:01982001709062500>.
- [5] Christophe M, Christophe W. e-book- TOME 1 – Technologie des échangeurs et dimensionnement simple. 2014.
- [6] Crabol J. Transfert de chaleur. 2: Applications industrielles. Paris: Masson; 1990.
- [7] Échangeurs de chaleur à plaques et joints. ALFA LAVAL n.d. <https://www.alfalaval.fr>.
- [8] Reay DA, Kew PA, McGlen RJ. Heat pipes: theory, design and applications. Sixth edition. Amsterdam: Butterworth-Heinemann, an imprint of Elsevier; 2014.
- [9] Alain B, Serge C. Caloducs. Techniques de l'ingénieur 1997.
- [10] ECHANGEUR À PLAQUES. Société RDM Distribution n.d. <https://www.rdm-distribution.com>.
- [11] Différents types d'échangeurs de chaleurs. Wallonie Énergie SPW n.d.  
<https://energie.wallonie.be>.
- [12] Échangeurs de chaleur spiralés. ALFA LAVAL n.d. <https://www.alfalaval.fr>.
- [13] Towler GP, Sinnott RK. Chemical engineering design: principles, practice, and economics of plant and process design. 2nd ed. Boston, MA: Butterworth-Heinemann; 2013.
- [14] L'ÉCHANGEUR UNIVERSEL. Thermophinn.d. <https://thermofin.net/fr> (accessed March 2, 2020).
- [15] Kuppan T. Heat exchanger design handbook. Second edition. Boca Raton: CRC Press; 2013.

- [16] Echangeur à tubes et calandre. Process's Guide Des Techniques Des Industries de Procédé n.d. <http://processs.free.fr>.
- [17] Echangeur de chaleur tubulaire: caractéristiques techniques et principe de fonctionnement. Avantages des échangeurs de chaleur à plaques à coque et tube n.d. <https://asz.ru/fr/>.
- [18] Bennajah M, Chaouni N. Échangeurs de chaleur technologie, calcul et design. Paris: Ed. Technip; 2014.
- [19] Detrigne J. Entartrageet corrosion n.d.
- [20] Çengel YA. Heat and mass transfer: a practical approach. New Delhi: Tata McGraw-Hill; 2007.
- [21] Kern DQ. Process heat transfer. New York: McGraw-Hill; 1950.
- [22] Ludwig EE. Applied process design for chemical and petrochemical plants. 3rd ed. Houston: Gulf Pub. Co; 1995.
- [23] Rohsenow WM, Hartnett JP, Cho YI, editors. Handbook of heat transfer. 3rd ed. New York: McGraw-Hill; 1998.